



Projeto de
Mestrado em Engenharia Automóvel

***Modelação térmica e hidrodinâmica de condensadores
para aplicação em sistema de recuperação de energia
térmica de veículos automóveis***

Gonçalo André Mota Mendes

Leiria, setembro de 2016



Projeto de
Mestrado em Engenharia Automóvel

***Modelação térmica e hidrodinâmica de condensadores
para aplicação em sistema de recuperação de energia
térmica de veículos automóveis***

Gonçalo André Mota Mendes

Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Doutor Hélder Manuel Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e coorientação do Eng.º Joel Bastos Morgado, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, setembro de 2016

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

À Minha Família

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Durante o período de realização do presente trabalho, tenho a agradecer a várias pessoas, sem as quais não teria sido possível cumprir este objetivo pessoal, mas que em muito se deve ao apoio e compreensão destes.

Em primeiro lugar ao orientador científico, o professor Hélder Santos, pela motivação, compreensão e auxílio durante as diferentes fases do trabalho, demonstrando grande disponibilidade para falar sobre a temática, mesmo em períodos fora do horário laboral.

Ao co-orientador, o professor Joel Morgado, pelo esclarecimento de dúvidas e informações pertinentes acerca dos permutadores de placas.

Por último, à minha família e amigos, por compreenderem a minha busca contínua pelo conhecimento, mesmo por vezes, em detrimento de uma maior proximidade entre nós.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

A recuperação da energia térmica do escape afigura-se como uma vertente com importância relevante para o aumento da eficiência energética dos motores de combustão interna, tendo benefícios em termos económicos e ambientais. O presente trabalho centra-se no estudo e dimensionamento do condensador a integrar num sistema de ciclo de Rankine, tendo-se optado pela seleção de um permutador de placas do tipo “chevron”. O permutador para efeitos de cálculo é dividido em três zonas distintas: i) pré-arrefecedor; ii) condensador e iii) sub-arrefecedor.

O presente estudo apresenta uma revisão bibliográfica alargada para o coeficiente de transferência de calor por convecção e perda de carga associada ao escoamento. Para cada zona do permutador são utilizados três fluidos de trabalho distintos: água, etanol e R245fa. Para o fluido refrigerante considerou-se água. Tendo em conta a revisão bibliográfica efetuada, foram implementados modelos para a perda de carga e para a transferência de calor no permutador, atendendo à seleção do fluido de trabalho e ao fluido refrigerante. Os resultados obtidos permitiram verificar que a utilização do fluido de trabalho água, conduz a um condensador mais compacto.

Por último é efetuada a otimização do sistema, mediante alteração da temperatura de funcionamento do permutador. Os resultados permitiram verificar a diminuição da temperatura de saída do fluido refrigerante possibilita: i) uma redução do volume do permutador; ii) uma diminuição da perda de carga associada.

Palavras - Chave: Eficiência energética, ciclo de Rankine, condensador de placas, transferência de calor, perda de carga.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

The exhaust waste heat recovery is an aspect with great importance for increasing the energy efficiency of internal combustion engines, having benefits in economic and environmental issues. In this context, an integration of a thermal power cycle through the Rankine cycle in the exhaust system is considered. This work focuses on the study and design of a condenser to integrate the Rankine cycle, have been selected a chevron type plate heat exchanger for this purpose. For calculation procedures, the heat exchanger is divided into three distinct areas: i) supercooler; ii) condenser and iii) subcooler. In the supercooling and the subcooling zones, the working fluid is in vapor state and liquid state, respectively. In the condensation zone occurs the phase change, from the vapor state to the liquid state.

This study presents a wide literature review for the convection heat transfer coefficient and the flow pressure drop. For each zone are used three different working fluids: water, ethanol and R245fa. For the refrigerant it is considered water. The performed literature review, allowed to implement the models for the pressure drop and heat transfer in the exchanger, considering the selection of the working fluid and the refrigerant. The results obtained showed that the use of water as working fluid, leads to a more compact heat exchanger.

Finally, a system optimization was performed by changing the operating temperature of the heat exchanger. The results revealed that a decrease in the coolant outlet temperature provides: i) a reduction of the heat exchanger volume; ii) an associated reduction of pressure drop.

Keywords: Energy efficiency, Rankine cycle, plate condenser, heat exchange, pressure drop.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Diagrama de Sankey, adaptado de Domingues (2011).....	2
Figura 2.1 - Representação esquemática do ciclo de Rankine, adaptado de Elias (2013).....	6
Figura 2.2 - Diagrama de temperatura vs entropia (T-s) de um ciclo de Rankine ideal, comparando-o com um existente na realidade, adaptado de Chamas e Clodic (2005).	6
Figura 2.3 - Diagramas de temperatura vs entropia (T-s): a) fluido seco, b) fluido húmido, c) fluido isentrópico, adaptado de Chammas e Clodic (2005).	8
Figura 2.4 - Componentes do sistema de recuperação de energia térmica do escape, adaptado de Teng (2010).....	9
Figura 2.5 - Esquema de circuito proposto para recuperação de energia térmica, adaptado de Teng <i>et al.</i> (2011).....	10
Figura 2.6 - Sistema com dois circuitos para recuperação de energia térmica do escape através de ciclo de Rankine, adaptado de Bae <i>et al.</i> (2013).	11
Figura 2.7 - Circuitos e componentes integrados num sistema de recuperação de energia térmica do escape e EGR utilizando um ciclo de Rankine, adaptado de Behr (2010).	12
Figura 2.8 - Circuitos e componentes integrados pela empresa AVL, num sistema de recuperação de energia térmica do escape e EGR utilizando um ciclo de Rankine, adaptado de Exoes (2014)..	12
Figura 2.9 - Circuitos e componentes integrados num sistema de recuperação de energia térmica do escape e EGR utilizando um ciclo de Rankine, adaptado de Salemme (2014).	13
Figura 2.10 - Condensador do tipo “ <i>plate and fin</i> ”, adaptado de Shah e Sekulic (2003).	14
Figura 2.11- Condensador de microtubos, adaptado de Ye <i>et al.</i> (2009).....	15
Figura 2.12 - Integração de componentes no circuito de baixa temperatura, adaptado de Hofmann <i>et al.</i> (2012).	16
Figura 2.13 - Sistema de refrigeração proposto para “ <i>downsizing</i> ” de motor, adaptado de Miller <i>et al.</i> (2013).	17
Figura 2.14 - Evolução da configuração de elementos do sistema de refrigeração, adaptado de Miller <i>et al.</i> (2013).	18
Figura 2.15 - Configuração proposta para a integração do condensador do ciclo de Rankine no veículo, adaptado de Grelet <i>et al.</i> (2016).	18
Figura 2.16 - Compacidade de alguns tipos de permutadores de calor, adaptado de Shah e Sekulic (2003).	20
Figura 2.17 - Permutador de placas, adaptado de Shah e Sekulic (2003).	22
Figura 2.18 - Exemplos de padrões distintos de placas, Shah e Sekulic (2003).	22
Figura 2.19 - Perspetiva de permutador de placas SWEP, (<i>B10 M-Pressure BPHE Technical Data</i>).	24
Figura 2.20 - Aspetos construtivos de um permutador de placas, adaptado de Manual SWEP.....	24
Figura 2.21 - Fluxo em paralelo e contra-corrente em permutadores de placas, adaptado de Manual SWEP).....	25

Figura 2.22 - Localização proposta pela empresa Eaton para o condensador do ciclo de Rankine no motor, adaptado de Subramanian (2014).....	26
Figura 2.23 - Dimensões propostas pela empresa Eaton para o condensador a utilizar no ciclo de Rankine, adaptado de Subramanian (2014).....	26
Figura 3.1 - Diagrama de temperatura vs entropia (T-s) para a água como fluido de trabalho (wf) e fluido refrigerante (c) ao longo do permutador de calor.	28
Figura 3.2 - Fases características do processo de condensação e variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do canal, adaptado de Kim e Mudawar (2014).	32
Figura 3.3 - Regime de escoamento e variação da perda de carga durante o processo de condensação do fluido num canal, adaptado de Kim e Mudawar (2014).....	34
Figura 3.4 - Geometria do permutador de placas do tipo “chevron”, adaptado de Imran <i>et al.</i> (2015).....	35
Figura 4.1 - Representação esquemática e dimensões do condensador considerado (<i>B10 M-Pressure BPHE Technical Data</i>).....	55
Figura 4.2 - Geometria das placas tipo “chevron” considerando os respetivos parâmetros geométricos, adaptado de Imran <i>et al.</i> (2015).	55
Figura 4.3 - Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura para as diferentes correlações utilizando a água como fluido de trabalho.	61
Figura 4.4 - Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura para as diferentes correlações utilizando o etanol como fluido de trabalho.	62
Figura 4.5 - Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura para as diferentes correlações utilizando o R245fa como fluido de trabalho.	63
Figura 4.6 - Resistências relativas (R''_{wf} , R''_w , R''_r) no pré-arrefecedor, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.	66
Figura 4.7 - Resistências relativas (R''_{wf} , R''_w , R''_r) no condensador, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.	66
Figura 4.8 - Resistências relativas (R''_{wf} , R''_w , R''_r) no sub-arrefecedor, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.	67
Figura 4.9 - Gradiente de pressão devido ao atrito ao longo do condensador, para a água como fluido de trabalho.	71
Figura 4.10 - Comparação dos resultados obtidos para a perda de carga por atrito para as diferentes correlações analisadas, utilizando a água como fluido de trabalho.....	73
Figura 4.11 - Gradiente de pressão devido ao atrito ao longo do condensador, para o etanol como fluido de trabalho.	74
Figura 4.12 - Comparação dos resultados obtidos para a perda de carga por atrito para as diferentes correlações analisadas, utilizando o etanol como fluido de trabalho.	74
Figura 4.13 - Gradiente de pressão devido ao atrito ao longo do condensador, para o R245fa como fluido de trabalho.	75
Figura 4.14 - Comparação dos resultados obtidos para a perda de carga por atrito para as diferentes correlações analisadas, utilizando o R245fa como fluido de trabalho.	76
Figura 4.15 - Comprimento do permutador em função do número de placas do permutador, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.	82
Figura 4.16 - Comparação entre a perda de carga por atrito durante a fase de condensação e o volume total do permutador, em função do número de placas considerado para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.	85

Figura 4.17 - Comparação da perda de carga total e do volume total do permutador em função do número de placas considerado, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.....	85
Figura 4.18 - Comparação da perda de carga total e do volume total do permutador em função do número de placas considerado, para o fluido de trabalho água, nas condições iniciais de referência (<i>ref</i>) e para a temperatura do refrigerante otimizada (<i>opt</i>).	90
Figura 4.19 - Comparação entre o volume total do permutador para as condições referência iniciais e para as condições otimizadas, em função do número de placas, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.	92

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Parâmetros C_h e n utilizados no cálculo do número de Nusselt, adaptado de Mota <i>et al.</i> (2015).....	37
Tabela 3.2 - Parâmetros adimensionais utilizados nas correlações.....	38
Tabela 3.3 – Parâmetros K_p e m utilizados no cálculo do fator de atrito, adaptado Mota <i>et al.</i> (2015).....	45
Tabela 4.1- Temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho e fluido refrigerante no condensador.....	52
Tabela 4.2 - Temperaturas do fluido de trabalho na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.	53
Tabela 4.3 - Entalpias do fluido de trabalho na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.	53
Tabela 4.4 - Potências térmicas envolvidas em cada zona do permutador.	53
Tabela 4.5 - Temperaturas do fluido refrigerante (água) na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.	54
Tabela 4.6 - Diferença média logarítmica de temperatura em cada zona do permutador.	54
Tabela 4.7 - Resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido refrigerante (água).	57
Tabela 4.8 - Resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por convecção na zona de pré-arrefecimento (vapor sobreaquecido) do fluido de trabalho (água, etanol e R245fa).....	58
Tabela 4.9 - Resultados obtidos no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção para a zona de sub-arrefecimento do fluido de trabalho (líquido).....	59
Tabela 4.10 - Dimensões do permutador para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa ($Np = 40$).	68
Tabela 4.11- Perda de carga na zona de pré-arrefecimento do fluido de trabalho (vapor sobreaquecido).	69
Tabela 4.12 - Perda de carga na zona de sub-arrefecimento do fluido de trabalho (líquido).....	70
Tabela 4.13 - Avaliação da perda de carga na fase de condensação para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa ($Np = 40$).	76
Tabela 4.14 - Avaliação global da perda de carga nas diferentes zonas do permutador para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa ($Np = 40$).	77
Tabela 4.15 - Avaliação da transferência de calor para água como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5	78
Tabela 4.16 - Avaliação do coeficiente global de transferência de calor para o fluido de trabalho água nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5	79
Tabela 4.17 - Avaliação do coeficiente global de transferência de calor para o etanol como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5	80
Tabela 4.18 - Avaliação do coeficiente global de transferência de calor para o R245fa como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5	80

Tabela 4.19 - Avaliação do volume do permutador para a água como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	81
Tabela 4.20 - Avaliação do volume do permutador para o etanol como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	81
Tabela 4.21- Avaliação do volume do permutador para o R245fa como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	82
Tabela 4.22 - Avaliação da perda de carga para a água como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	83
Tabela 4.23 - Avaliação da perda de carga para o etanol como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	84
Tabela 4.24 - Avaliação da perda de carga para o R245fa como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	84
Tabela 4.25 - Temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho e fluido refrigerante no condensador.	86
Tabela 4.26 - Temperaturas do fluido refrigerante (água) na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.	87
Tabela 4.27 - Avaliação da transferência de calor para a água como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	87
Tabela 4.28 - Avaliação da transferência de calor para o etanol como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	88
Tabela 4.29 - Avaliação da transferência de calor o R245fa como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	88
Tabela 4.30 - Avaliação da perda de carga para a água como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	89
Tabela 4.31 - Avaliação da perda de carga para o etanol como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	90
Tabela 4.32 - Avaliação da perda de carga para o R245fa como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .	91
Tabela 4.33 - Dimensões dos permutadores selecionados para as condições otimizadas.	91

Lista de Siglas

Caracteres Romanos

A	Área [m ²]
A_f	Área da superfície alhetada [m ²]
A_p	Área de permuta [m ²]
b	Espaçamento da placa [m]
Bo	Número de ebulição [-]
C	Parâmetro na correlação de Lochart-Martinelli [-]
C_h	Constante da correlação de Kumar [-]
Co	Número de convecção [-]
c_p	Calor específico [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Diâmetro da porta [m]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
f	Fator de atrito [-]
Fr	Número de Froude [-]
G	Fluxo mássico [kg m ⁻²]
g	Aceleração gravítica [m s ⁻²]
h	Entalpia específica [kJ kg ⁻¹]
h	Coeficiente de convecção [W m ⁻² K ⁻¹]
k	Condutividade térmica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
K_p	Constante da correlação de Kumar [-]
L	Comprimento [m]
L_e	Comprimento efetivo [m]
m	Expoente da correlação de Kumar [-]
\dot{m}	Caudal mássico [kg s ⁻¹]
n	Expoente da correlação de Kumar [-]
N_c	Número de canais [-]
N_p	Número de placas [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
p	Pressão [Pa]
P_{co}	Comprimento da corrugação [m]

Pr	Número de Prandtl [-]
P_R	Pressão reduzida [-]
q''	Fluxo de calor [W m^{-2}]
\dot{Q}	Potência térmica [W]
Re	Número de Reynolds [-]
R_f	Fator de sujamento [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
R''_f	Resistência térmica de sujamento [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
R''_r	Resistência térmica do fluido refrigerante [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
R''_t	Resistência térmica total [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
R''_w	Resistência térmica de condução [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
R''_{wf}	Resistência térmica do fluido de trabalho [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$]
Su	Número de Suratman [-]
s	Entropia [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
t	Espessura da placa [m]
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
U	Coeficiente global de transferência de calor [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
u	Velocidade [m/s]
v	Volume específico [$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$]
V	Volume [m^3]
W_e	Largura efetiva [m]
X	Parâmetro de Lockhart-Martinelli [-]
x	Título [-]
We^*	Número de Weber modificado [-]
We	Número de Weber
z	Coordenada do escoamento [m]

Caracteres Gregos

β	Área específica de contacto [$\text{m}^2 \text{m}^{-3}$]
β	Ângulo de “chevron” [$^{\circ}$]
η_o	Eficiência global da superfície alhetada [-]
η_f	Eficiência de uma única alheta [-]
μ	Viscosidade dinâmica [N s m^{-2}]
μ_w	Viscosidade dinâmica na parede [N s m^{-2}]

ρ	Densidade [kg m ⁻³]
ϕ	Fator de amplificação de área [-]
ϕ	Ângulo de inclinação [°]

Subescritos

<i>c</i>	Frio (fluido)
<i>c</i>	Fluido refrigerante
<i>c</i>	Canais
<i>cond</i>	Condensador
<i>crit</i>	Crítico
<i>eq</i>	Equivalente
<i>F</i>	Atrito
<i>f</i>	Fase líquida
<i>fg</i>	Mudança de fase
<i>fo</i>	<i>Fluid only</i> , na literatura inglesa
<i>g</i>	Fase gasosa
<i>go</i>	<i>Gas only</i> , na literatura inglesa
<i>h</i>	Quente (fluido)
<i>in</i>	Entrada do sistema
<i>k</i>	Líquido ou vapor
<i>l</i>	Fase líquida
<i>m</i>	<i>Médio</i>
<i>out</i>	Saída do sistema
<i>p</i>	Placas
<i>r</i>	Fluido refrigerante
<i>ref</i>	Referência
<i>tt</i>	Líquido turbulento-vapor turbulento
<i>tv</i>	Líquido turbulento-vapor laminar
<i>vt</i>	Líquido laminar-vapor turbulento
<i>vv</i>	Líquido laminar-vapor laminar
<i>v</i>	Fase gasosa
<i>w</i>	Parede
<i>wf</i>	Fluido de trabalho

Abreviaturas

A/C	<i>Ar Condicionado</i>
CAC	<i>Charge Air Cooler</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
HT	<i>High Temperature</i>
LTR	<i>Low Temperature Radiator</i>
MCI	Motores de Combustão Interna
HPCD	<i>Horizontal Port Center Distance</i>
VPCD	<i>Vertical Port Center Distance</i>
WHR	<i>Waste Heat Recovery</i>

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xv
Lista de Siglas	xvii
Índice	xxi
1. Introdução.....	1
1.1 Contexto e motivação.....	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Presente contribuição	3
1.4 Organização do trabalho.....	3
2. Revisão bibliográfica.....	5
2.1 Aproveitamento da energia térmica dos gases de escape.....	5
2.2 Ciclo de Rankine	5
2.3 Fluido de trabalho.....	7
2.4 Incorporação do ciclo de Rankine no veículo	8
2.5 Sistema de arrefecimento do veículo.....	13
2.5.1 Sistemas de arrefecimento direto e indireto	13
2.5.2 Implementação do condensador no sistema de arrefecimento do veículo.....	16
2.6 Seleção do tipo de condensador a utilizar	19
2.6.1 Classificação e tipos de geometria	19
3. Modelos termohidráulicos	27
3.1 Introdução	27
3.2 Caracterização do caso de estudo.....	27
3.2.1 Coeficiente global de transferência de calor	28
3.2.2 Método da diferença média logarítmica de temperatura	29
3.2.3 Qualidade da mistura durante a mudança de fase	30
3.2.4 Coeficiente de transferência de calor por convecção	32
3.2.5 Perda de carga	33
3.2.6 Caracterização geométrica do permutador.....	34
3.2.7 Coeficiente de transferência de calor por convecção em regime monofásico.....	36
3.2.8 Coeficiente de transferência de calor por convecção em condensação.....	37
3.2.9 Perda de carga em regime monofásico.....	44
3.2.10 Perda de carga em condensação	45
4. Análise e discussão de resultados	51
4.1 Introdução	51
4.2 Parametrização do caso de estudo	51
4.2.1 Fluido de trabalho e fluido refrigerante.....	51
4.2.2 Definição da geometria do permutador.....	54
4.3 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor.....	56

4.3.1	Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido refrigerante	56
4.3.2	Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho	57
4.3.2.1	Regime monofásico - vapor	58
4.3.2.2	Regime monofásico - líquido	59
4.3.2.3	Regime bifásico - condensação	60
4.3.3	Resistências térmicas	64
4.3.4	Dimensões do permutador	67
4.4	Perda de carga	68
4.4.1	Regime monofásico	69
4.4.2	Regime bifásico - condensação	70
4.5	Otimização do desempenho do permutador	78
4.5.1	Avaliação da transferência de calor	78
4.5.2	Avaliação da perda de carga	83
4.5.3	Alteração da temperatura de funcionamento do permutador	86
4.5.3.1	Caracterização do estudo paramétrico	86
4.5.3.2	Avaliação da transferência de calor	87
4.5.3.3	Avaliação da perda de carga	89
5.	Conclusão	93
5.1	Conclusões	93
5.2	Recomendações para trabalhos futuros	94
Bibliografia	95

Introdução

1.1 Contexto e motivação

A massificação do uso de veículos automóveis, quer seja para transporte pessoal ou para transporte de mercadorias, requer um aproveitamento cada vez mais eficiente dos recursos energéticos utilizados para o seu funcionamento.

Neste contexto, as exigentes normas europeias colocam grandes desafios aos construtores de veículos, impulsionando evoluções ao nível do sistema de admissão, recirculação de gases de escape, geometria das câmaras de combustão, sistema de injeção e tratamento de gases de escape, de modo a diminuir os consumos de combustível e controlar as emissões de gases poluentes, pois as metas a alcançar são cada vez mais ambiciosas, o que exige um constante desenvolvimento e investigação, Domingues (2011).

As normas mais recentes, além dos poluentes nocivos (CO, HC, NO_x e partículas) regulam também as emissões de dióxido de carbono (CO₂). Apesar do CO₂ não ser um poluente nocivo direto, é sabido que o aumento das emissões de CO₂ para a atmosfera é responsável pelo fenómeno do efeito de estufa, que por sua vez tem influência sobre as alterações climáticas a nível global. Nos motores de combustão interna (MCI), a emissão de CO₂ é diretamente proporcional ao consumo de combustível, não sendo possível diminuir as emissões de CO₂ sem reduzir o consumo, como tal, a solução mais plausível, afigura-se ser a melhoria da sua eficiência energética.

A Figura 1 representa o diagrama de Sankey para o fluxo de energia num MCI. É possível verificar que apenas cerca de 1/3 da energia contida no combustível é convertida em energia mecânica, e os restantes 2/3 são desperdiçados sob a forma de calor pelo sistema de arrefecimento e pelo sistema de escape, e ainda uma pequena parcela por radiação e convecção, cerca de 5%, através das superfícies dos componentes do motor.

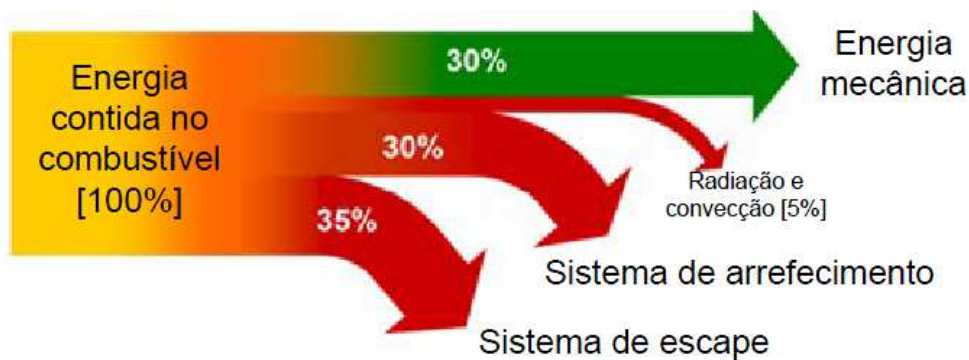


Figura 1.1 - Diagrama de Sankey, adaptado de Domingues (2011).

Dada a elevada temperatura dos gases de escape, o potencial de aproveitamento da energia desperdiçada sob a forma de calor através do sistema de escape é elevado, apresentando-se como uma solução promissora para os veículos automóveis equipados com MCI. Recentemente tem vindo a ser desenvolvidas diferentes tecnologias para a recuperação de energia térmica contida nos gases de escape, sendo que a instalação de um ciclo térmico de potência através do ciclo de Rankine se apresenta como a mais promissora, Espinosa *et al.* (2010) e Bae *et al.* (2013). Este sistema utiliza a energia térmica contida nos gases de escape como fonte de calor, recorrendo à incorporação de um permutador de calor (evaporador) no sistema de escape.

A energia produzida pelo sistema de ciclo de Rankine, (*Rankine Cycle* na literatura inglesa) pode assim ser utilizada sob a forma de energia mecânica, sendo transmitida diretamente à cambota do MCI, ou sob a forma de energia elétrica para o acionamento de sistemas auxiliares.

Neste contexto, o presente trabalho contribui para desenvolvimento do sistema, através do dimensionamento de um condensador, para ser utilizado no sistema de recuperação de energia térmica do escape através do ciclo de Rankine.

1.2 Objetivos

O presente estudo relacionado com a temática da recuperação de energia térmica do escape em veículos automóveis, tem como objetivos fundamentais:

- i) Efetuar uma revisão bibliográfica sobre a integração do condensador num sistema de ciclo de Rankine para veículos automóveis;

- ii) Selecionar a geometria do condensador a utilizar no ciclo de Rankine;
- iii) Selecionar os modelos termohidráulicos mais adequados para avaliar o desempenho do permutador de calor;
- iv) Avaliar a eficiência do permutador através da análise da transferência de calor e da perda de carga;
- v) Otimização do permutador.

1.3 Presente contribuição

As normas ambientais são cada vez mais rigorosas na limitação das emissões de substâncias nocivas para o meio ambiente por parte dos veículos automóveis. Neste contexto, o reaproveitamento da energia contida nos gases de escape através do ciclo de Rankine, afigura-se como uma solução promissora para o aumento da eficiência energética dos MCI.

Sendo os permutadores de calor, componentes de grande relevância na implementação do ciclo de Rankine, o presente estudo centra-se no dimensionamento do condensador a integrar no sistema. Para tal, é efetuada uma análise das propriedades termohidráulicas do permutador, por forma a assegurar a sua viabilidade na aplicação em veículos automóveis.

1.4 Organização do trabalho

O presente trabalho é desenvolvido ao longo de cinco capítulos. O primeiro capítulo consiste na apresentação do caso de estudo através de uma breve contextualização, os motivos da seleção da temática, assim como, os objetivos que se pretendem alcançar.

No segundo capítulo é efetuada a revisão bibliográfica de trabalhos técnicos e científicos sobre a integração do condensador no ciclo de Rankine em veículos automóveis.

No terceiro capítulo, são apresentados os modelos termohidráulicos para o cálculo do desempenho térmico do permutador e da perda de carga associada.

O quarto capítulo é dedicado à análise e discussão de resultados obtidos para o desempenho termohidráulico do permutador, assim como, à sua otimização.

Finalmente, o quinto capítulo resume as principais conclusões resultantes do presente estudo e as sugestões de trabalhos futuros.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Revisão bibliográfica

2.1 Aproveitamento da energia térmica dos gases de escape

Como referido anteriormente, o aumento da eficiência energética é um dos aspetos preponderantes no desenvolvimento de novos veículos automóveis. Para além de alguns dos sistemas já utilizados para a conversão de poluentes nocivos, como o sistema de recirculação de gases de escape (EGR, *Exhaust Gas Recirculation*, na literatura inglesa), os sistemas de tratamento de gases de escape, que podem incluir: catalisadores, filtros de partículas, sistemas de conversão de NO_x , entre outros, a melhoria do aproveitamento da energia contida no combustível, nomeadamente através da utilização de sistemas de recuperação de energia, permitirá aumentar a eficiência do sistema de propulsão, contribuindo também para a redução das emissões de poluentes.

Como cerca de 1/3 da energia de um motor de combustão interna é desperdiçada através do sistema de escape, observa-se um enorme interesse por parte de diversas marcas e autores, no estudo de formas alternativas de redução da fração energética perdida por esta via.

Para a finalidade pretendida, a instalação de um ciclo térmico de potência através do ciclo de Rankine, apresenta-se como solução promissora para o universo dos veículos automóveis.

2.2 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine simples é um ciclo termodinâmico, que recorre à mudança de fase de um fluido de trabalho, com o intuito de converter energia térmica em energia mecânica, que poderá ser aproveitada externamente ao sistema.

Como apresentado na Figura 2.1, este ciclo ocorre num circuito fechado, em que o fluido de trabalho no estado líquido (estado 1) é comprimido por uma bomba, entrando seguidamente a uma pressão mais elevada (estado 2) num evaporador, onde ocorre a mudança de fase, saindo no estado de vapor sobreaquecido (estado 3). De seguida, no expansor (geralmente uma turbina) ocorre a fase de produção de trabalho através da expansão do vapor até à pressão de condensação (estado 4). A última etapa está associada à mudança de fase de vapor

para líquido, mediante a passagem por um condensador, sendo o calor presente no fluido de trabalho libertado para a fonte fria do sistema.

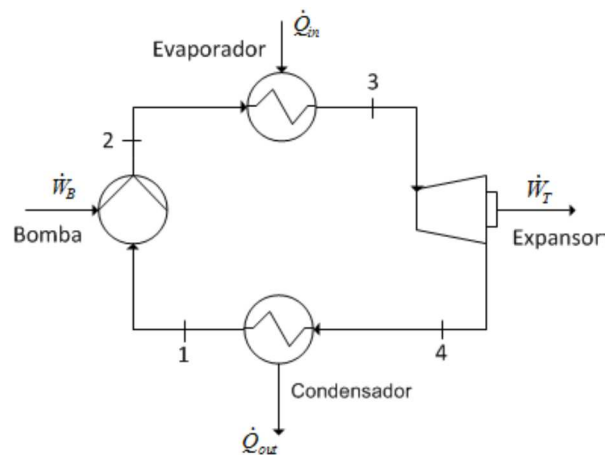


Figura 2.1 - Representação esquemática do ciclo de Rankine, adaptado de Elias (2013).

A Figura 2.2 mostra um ciclo de Rankine ideal (linha a cheio) e um ciclo de Rankine real (linha a tracejado). É possível observar que o ciclo de Rankine ideal difere do real, essencialmente devido às irreversibilidades geradas nos vários componentes ao longo do ciclo. À partida, são exetáveis pelo menos dois fatores responsáveis por este decréscimo de rendimento, entre os quais se refere o atrito provocado pela passagem do fluido pelos diferentes locais do processo, assim como, as irreversibilidades geradas nos vários componentes e a transferência de calor para a vizinhança do sistema, Chammas e Clodic (2005).

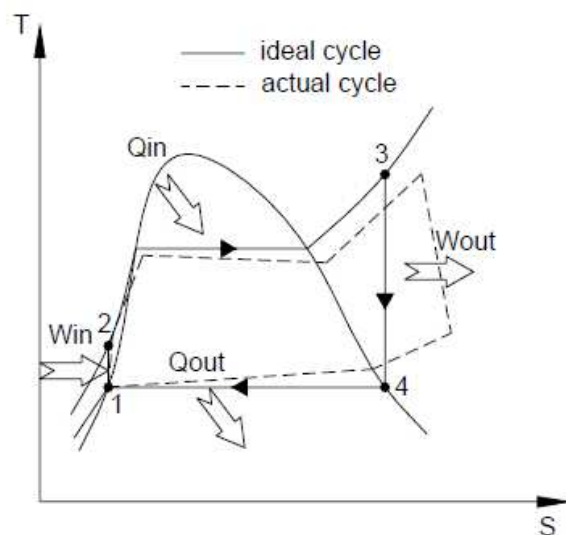


Figura 2.2 - Diagrama de temperatura vs entropia (T-s) de um ciclo de Rankine ideal, comparando-o com um existente na realidade, adaptado de Chamas e Clodic (2005).

2.3 Fluido de trabalho

O aproveitamento de aspetos do ponto de vista termodinâmico e económico de uma fonte de calor, é fortemente dependente das características do fluido de trabalho, em particular, quando a fonte apresenta uma temperatura de entrada moderada, Chammas e Clodic (2005).

Desse ponto de vista, a água é um fluido que em comparação a outros fluidos garante melhor eficiência do sistema, todavia, está longe de ser o ideal, nomeadamente devido à sua elevada pressão de evaporação e baixa pressão de condensação. Devido a estes constrangimentos, a utilização do ciclo de Rankine para aplicações de pequena escala, em particular na recuperação de energia térmica proveniente de motores de combustão interna em veículos automóveis, poderia levar à implementação de sistemas complexos que exigem equipamentos de grandes dimensões e elevados custos de investimento, Chammas e Clodic (2005).

Como tal, outros fluidos de trabalho têm sido estudados e comparados com a água, a fim de definir o mais adequado para utilização no ciclo de Rankine a implementar, tendo-se identificado para além da água, fluidos compostos por uma mistura de amónia em água, assim como fluidos orgânicos, os quais são adequadas para a recuperação energética, respetivamente a temperatura elevada, a temperatura moderada e de moderada a baixa temperatura, Chammas e Clodic (2005).

Domingues (2011) apresenta uma revisão bibliográfica alargada sobre fluidos de trabalho, sendo que os fluidos revelam-se indicados em função de determinadas condições de operação dos sistemas, sendo para tal definidos como fluidos secos, fluidos húmidos ou fluidos isentrópicos. A Figura 2.3 mostra diagramas temperatura vs entropia (T-s) para fluidos: a) seco, b) húmido, c) isentrópico.

Grande parte dos fluidos orgânicos são fluidos secos ou isentrópicos. Como exemplo de fluidos secos, em que a linha de vapor saturado tem uma inclinação positiva, temos: benzeno, R113 e R245fa. Para este tipo de fluidos, o processo de expansão termina no estado de vapor sobreaquecido, “zona seca” do diagrama (estado 5, ver Figura 2.3 a).

Quando a inclinação da curva de saturação é aproximadamente vertical, estamos na presença de um fluido denominado de isentrópico (Figura 2.3 c), em que no processo de expansão do

fluido, este acompanha praticamente a linha de vapor saturado, sendo exemplo os fluidos refrigerantes R11, R12 e R134a.

Por último, os fluidos húmidos são aqueles em que a linha de vapor saturado corresponde a uma curva com inclinação negativa (Figura 2.3 b), fazendo parte desta categoria fluidos como a água, o amoníaco (NH_3) e etanol.

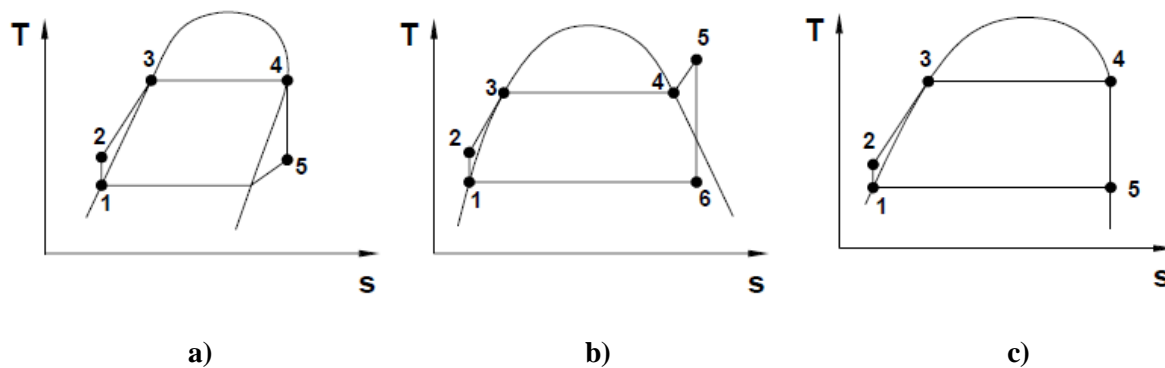


Figura 2.3 - Diagramas de temperatura vs entropia (T-s): a) fluido seco, b) fluido húmido, c) fluido isentrópico, adaptado de Chammas e Clodic (2005).

Alguns fluidos refrigerantes passíveis de ser utilizados como fluidos de trabalho num sistema de recuperação de energia térmica do escape através de ciclo de Rankine, e não obstante das suas propriedades termodinâmicas serem adequadas, revelam um problema premente relacionado com limitações do ponto de vista ambiental.

Como tal, tendo em conta as características dos fluidos e a sua aceitação por questões ambientais, verifica-se que os fluidos que apresentam maior potencial de aplicação, são a água e o etanol para ciclos de alta temperatura, e os fluidos R134a e R245fa para ciclos de baixa temperatura, Haller *et al.* (2014).

O presente estudo considera a utilização de: água, etanol e R245fa.

2.4 Incorporação do ciclo de Rankine no veículo

A incorporação do sistema de ciclo de Rankine para o aproveitamento da energia térmica contida nos escape, tem levado alguns autores e empresas a desenvolver estudos neste âmbito, por forma a otimizar o rendimento passível de ser obtido por este tipo de sistemas,

integrando-os com outros já existentes nos veículos, de modo a possibilitar um aumento da eficiência energética global.

É importante salientar que a maioria dos trabalhos foca o desenvolvimento de sistemas para aplicação em veículos pesados, onde existe possibilidade de recuperação de energia térmica contida nos gases de escape e no sistema de recirculação de gases de escape (EGR).

Teng (2010), da empresa AVL, propõe uma montagem experimental para aplicação em veículos pesados, com a motivação de reduzir o calor desperdiçado pelo motor, as emissões poluentes e o consumo de combustível. Isto torna-se possível pela conversão do calor, que é habitualmente perdido através do sistema de escape e do permutador de EGR, em energia mecânica útil. O fluido de trabalho utilizado é o etanol.

O sistema é constituído por um conjunto de permutadores (evaporador, sobreaquecedor, recuperador e condensador), por um expensor e uma bomba. O condensador implementado é de carcaça e tubos, de arrefecimento indireto, sendo que o circuito de arrefecimento utiliza água. O condensador foi montado com um ângulo de inclinação de quinze graus face á horizontal, de modo a recolher o etanol condensado e reencaminhá-lo de volta ao reservatório.

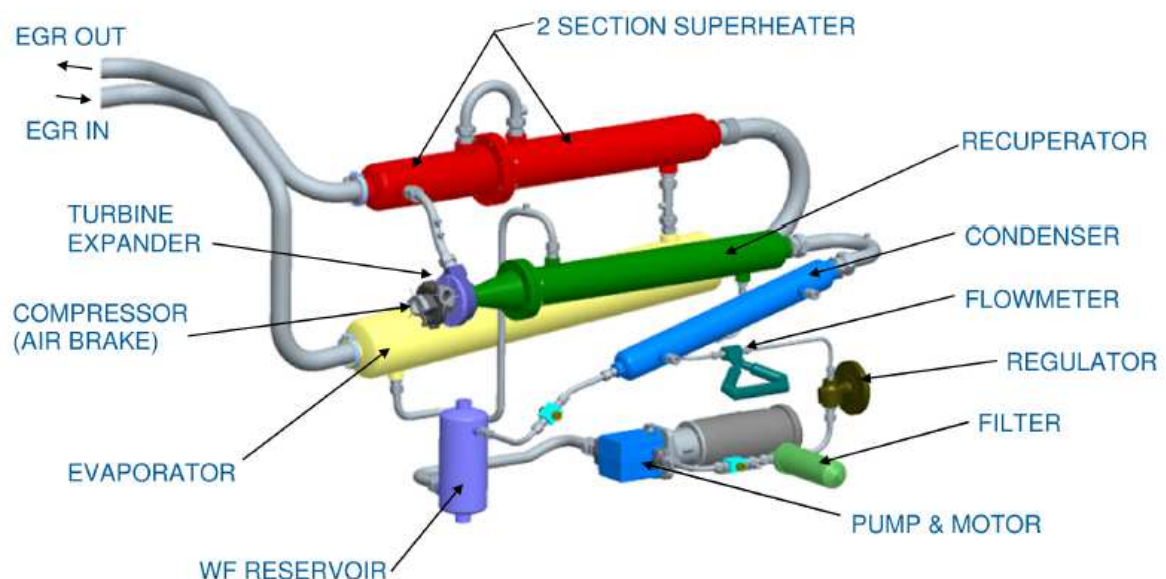


Figura 2.4 - Componentes do sistema de recuperação de energia térmica do escape, adaptado de Teng (2010).

Num estudo posterior, Teng *et al.* (2011) propõem um sistema de recuperação de energia térmica do escape, para avaliar o consumo de combustível num motor diesel de 10.8 L, num

veículo pesado. O fluido de trabalho (etanol) proveniente da bomba de alimentação a pressão elevada é aquecido numa sequência de três componentes, recuperador, evaporador e sobreaquecedor, através dos quais o seu estado passa de líquido subarrefecido a vapor sobreaquecido.

No estado de vapor sobreaquecido, o fluido de trabalho entra num expansor, onde expande da pressão de evaporação (alta pressão) até à pressão de condensação (baixa pressão), fase durante a qual é transmitido trabalho mecânico ao veículo através do veio do expansor. O vapor que passa pelo expansor é depois pré arrefecido no recuperador, passando do estado de vapor sobreaquecido a saturado, seguindo para o condensador onde é condensado, saindo no estado de líquido saturado ou sobrearrefecido. O mesmo é em seguida pressurizado na bomba de alimentação, reiniciando-se o ciclo termodinâmico.

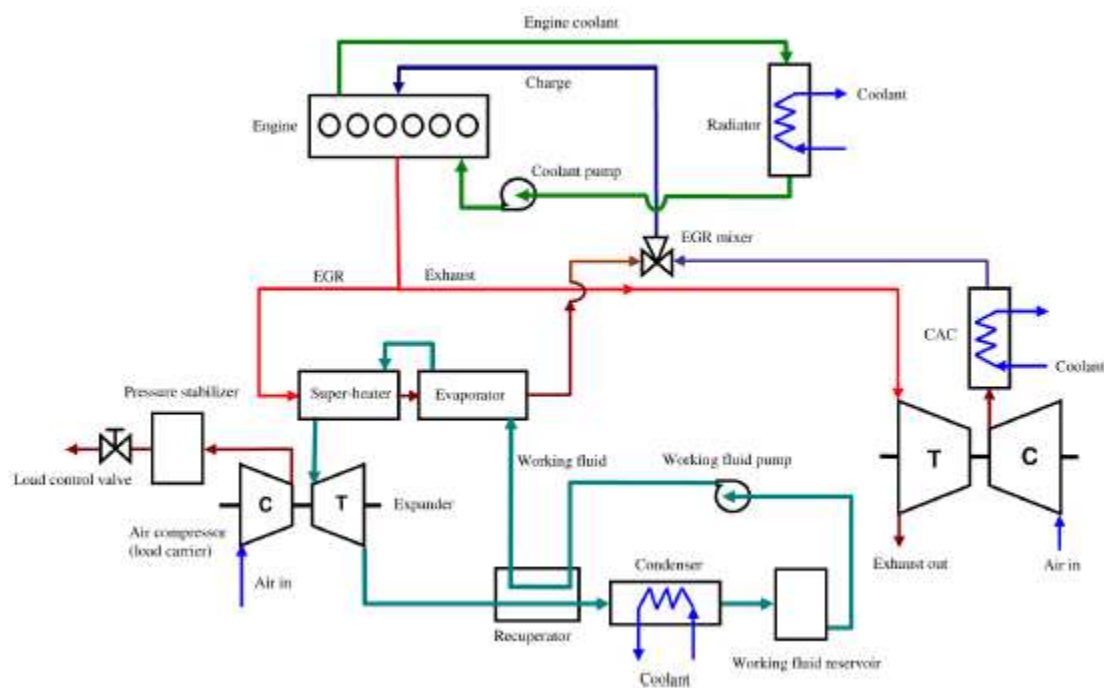


Figura 2.5 - Esquema de circuito proposto para recuperação de energia térmica, adaptado de Teng *et al.* (2011).

Os autores Bae *et al.* (2013), apresentam um sistema de recuperação de energia térmica do escape, ver Figura 2.6, com o intuito de melhorar a eficiência energética de veículos ligeiros a gasolina. Este sistema consiste num ciclo de alta temperatura, em que a água é utilizada como fluido de trabalho e recupera o calor do sistema de escape a cerca de 700° C, assim como, um ciclo de baixa temperatura em que o fluido de trabalho, neste caso o R134a, recupera o calor dissipado do ciclo de alta temperatura e do “intercooler”, a uma temperatura

relativamente baixa. O condensador de baixa temperatura assume a forma de um permutador multipassagem de arrefecimento indireto, arrefecido a ar, muito utilizado como condensador de ar condicionado, considerando a temperatura média do fluido de trabalho no interior e os requisitos de dissipação de calor pretendidos.

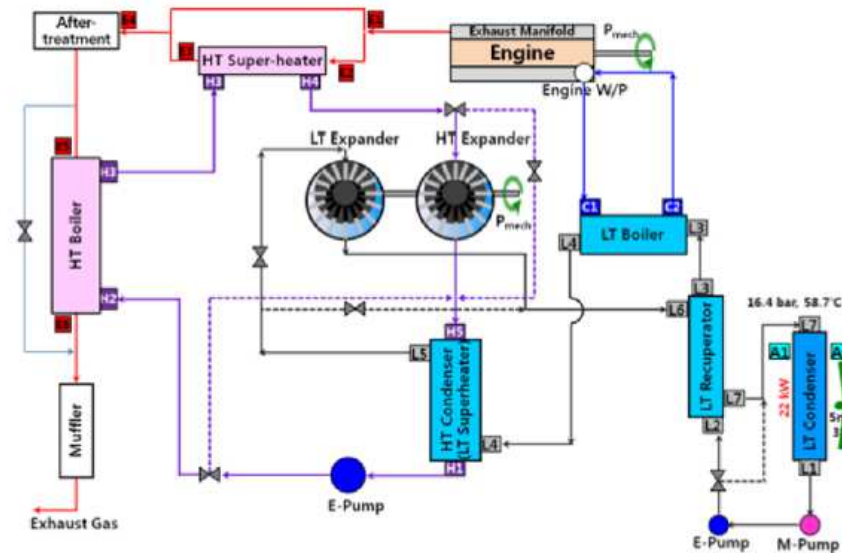


Figura 2.6 - Sistema com dois circuitos para recuperação de energia térmica do escape através de ciclo de Rankine, adaptado de Bae *et al.* (2013).

Na Figura 2.7 está exemplificado um circuito de recuperação de energia térmica do escape proposto pela empresa Behr (2010), com o intuito de ser utilizado em veículos pesados. Como tal, desenvolveram um sistema em série (escape seguido de EGR), utilizando arrefecimento indireto, através do circuito que incorpora o radiador de alta temperatura por onde circula o fluido de trabalho proveniente do expansor, e um outro de baixa temperatura, responsável pelo arrefecimento do ar proveniente do “intercooler” do veículo, de modo a ser readmitido no motor a uma temperatura mais baixa.

Verifica-se que no circuito de arrefecimento de alta temperatura está incorporado o sistema de ciclo de Rankine, com os respetivos componentes associados, tais como a bomba de alimentação, o fluido de trabalho, um evaporador, um expansor e o condensador, que neste caso liberta o calor excedente para o circuito de arrefecimento de alta temperatura do veículo.

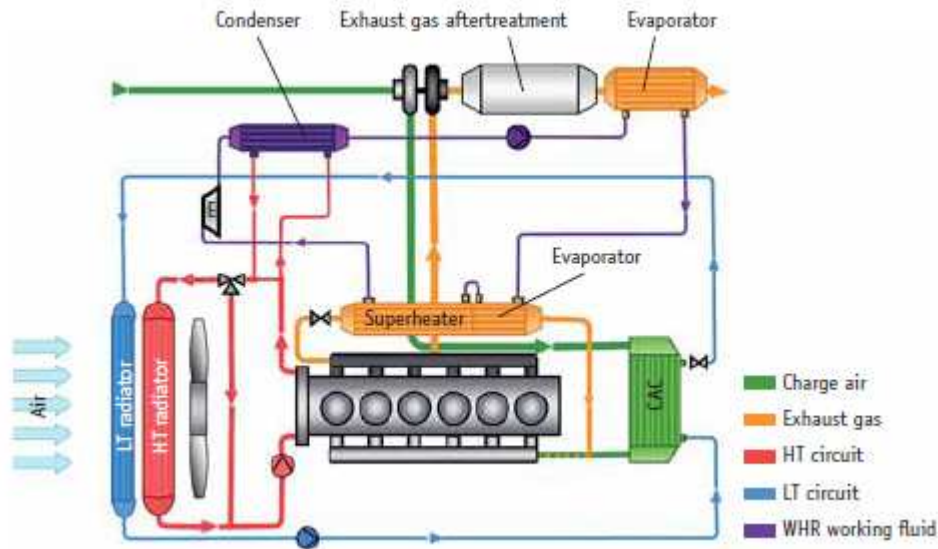


Figura 2.7 - Circuitos e componentes integrados num sistema de recuperação de energia térmica do escape e EGR utilizando um ciclo de Rankine, adaptado de Behr (2010).

A empresa AVL desenvolveu um sistema de recuperação de energia térmica do escape em veículos pesados através do ciclo de Rankine. A configuração do sistema é apresentada na Figura 2.8, sendo caracterizado pelo arrefecimento direto do “intercooler” na frente do veículo, pelo arrefecimento indireto do condensador do ar condicionado, através de um circuito de baixa temperatura. O ciclo de Rankine proposto, considera dois evaporadores em paralelo (escape e EGR), em que a energia térmica recuperada é convertida em energia mecânica, seguindo-se o condensador, que corresponde à fonte fria do sistema, cedendo calor para o circuito de arrefecimento do veículo.

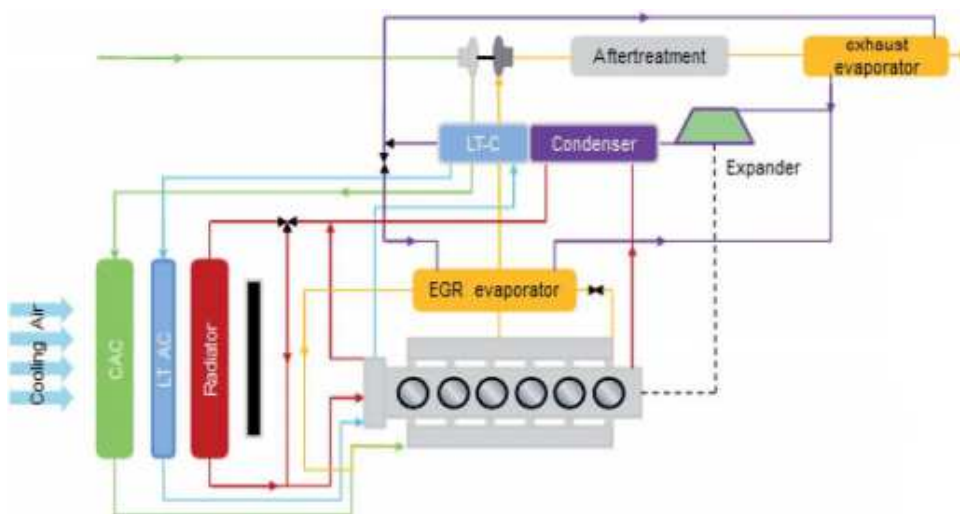


Figura 2.8 - Circuitos e componentes integrados pela empresa AVL, num sistema de recuperação de energia térmica do escape e EGR utilizando um ciclo de Rankine, adaptado de Exoes (2014).

A empresa Cummins, Salemm (2014), tem implementado em veículos pesados desde 2010, ciclos de Rankine para reaproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape, tendo presentemente três viaturas com mais de 75000 milhas de distância acumulada. O fluido de trabalho utilizado é R245fa.

Na Figura 2.9 é efetuada a representação esquemática do ciclo de Rankine proposto, o qual incorpora dois evaporadores (escape e EGR), cujos gases são expandidos numa turbina, passam pelo recuperador, antes da passagem ao estado líquido ocorrer num condensador de arrefecimento direto, localizado na frente do veículo.

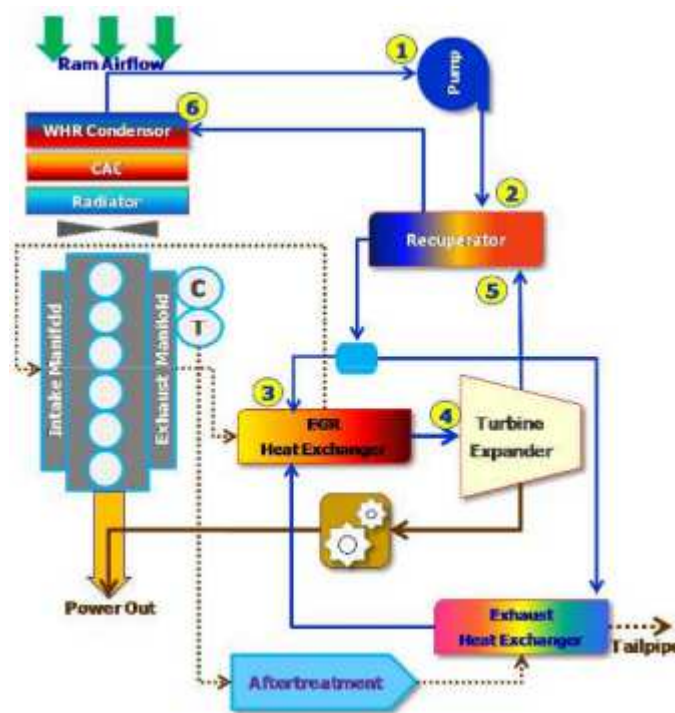


Figura 2.9 - Circuitos e componentes integrados num sistema de recuperação de energia térmica do escape e EGR utilizando um ciclo de Rankine, adaptado de Salemm (2014).

2.5 Sistema de arrefecimento do veículo

2.5.1 Sistemas de arrefecimento direto e indireto

Um aspeto relevante a considerar na implementação do ciclo de Rankine para recuperação energética dos gases de escape num veículo, prende-se com a forma como é efetuada a ligação dos permutadores com as fontes de calor (no caso do evaporador com a fonte quente e do condensador com a fonte fria). Uma vez que o presente estudo se centra no

dimensionamento do condensador, a presente secção centrar-se-á na conexão do condensador do sistema de ciclo de Rankine com o sistema de arrefecimento do veículo.

O fluido de trabalho transita da fase de vapor sobreaquecido ou saturado ao estado líquido mediante a passagem pelo condensador, existindo transferência de calor do fluido de trabalho do circuito de ciclo de Rankine para o fluido (*coolant*, na literatura inglesa) utilizado no sistema de arrefecimento do veículo.

A fonte fria, responsável pelo arrefecimento do fluido de trabalho, pode estar associada ao ar ambiente, em que a interação com o fluido de trabalho, resulta na libertação de calor para o ar do meio envolvente. Em termos de localização, esta configuração pressupõe a disposição do condensador, numa zona frontal do veículo, para que o ar ambiente incida diretamente no componente, daí a designação de arrefecimento direto.

Na Figura 2.10 está representado um condensador do tipo “*plate and fin*”, muito utilizado nos veículos automóveis, e que pode ser adequado à incorporação no ciclo de Rankine.

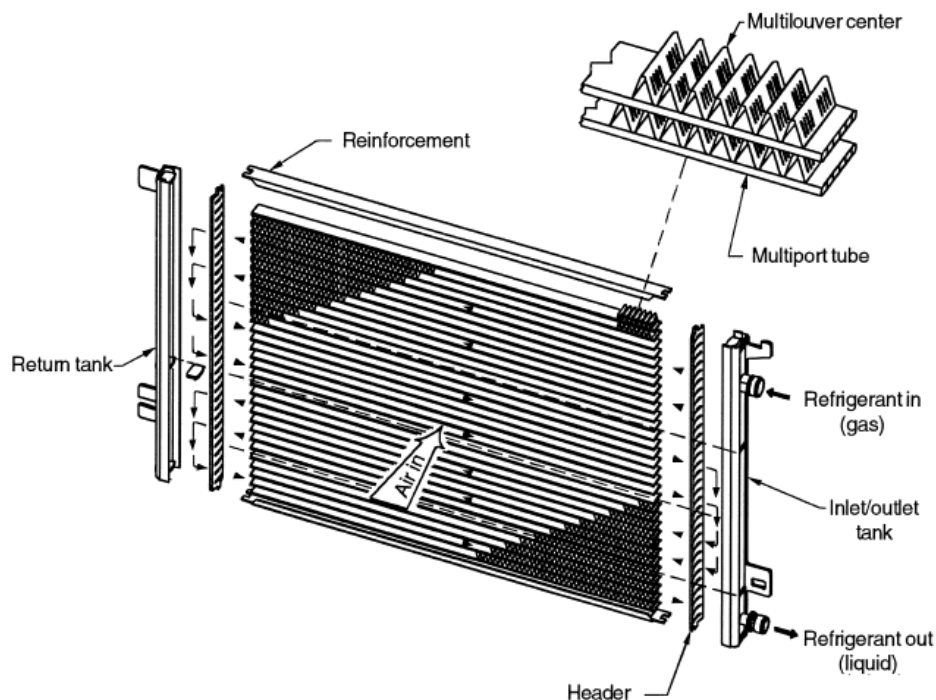


Figura 2.10 - Condensador do tipo “*plate and fin*”, adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Na Figura 2.11, está representado um condensador de microtubos de arrefecimento direto através do ar ambiente, utilizado num estudo desenvolvido por Ye *et al.* (2009), relacionado

com o design de condensadores de passagens múltiplas paralelas, para aplicação no sistema de ar condicionado em veículos automóveis.



Figura 2.11- Condensador de microtubos, adaptado de Ye *et al.* (2009).

Outro tipo de configuração, relaciona-se com a possibilidade de a fonte fria estar associada a um circuito de refrigeração, que promove o arrefecimento do fluido de trabalho, através da troca de calor entre este e o fluido refrigerante.

Nesta opção não há a necessidade de o condensador estar localizado na parte dianteira do compartimento do motor, pois o arrefecimento do fluido de trabalho já não se processa de forma direta, mas indiretamente, através do circuito de refrigeração, ao qual está habitualmente associado um radiador de baixa temperatura localizado na frente do veículo.

O interesse neste circuito de baixa temperatura é inerente à possibilidade deste arrefecer cumulativamente vários sistemas, desde o ar condicionado, “*intercooler*” e ciclo de Rankine, aumentando deste modo a compacidade dos mesmos.

Para a implementação deste tipo de permutadores, pretende-se uma geometria compacta de modo a minimizar o espaço ocupado pelo componente, podendo para tal, adequar-se o emprego de permutadores de placas.

2.5.2 Implementação do condensador no sistema de arrefecimento do veículo

Hofmann *et al.* (2012) da empresa Behr, devido à tendência de redução do tamanho dos motores de combustão interna e à maior aposta em sobrealimentação, refere que o arrefecimento indireto do ar proveniente destes componentes, tem vindo a tornar-se cada vez mais popular em comparação com o arrefecimento direto.

Com isto, o calor proveniente do “*intercooler*” não é libertado diretamente no ar ambiente, mas de forma indireta através de um circuito de baixa temperatura e de um componente de arrefecimento integrado no módulo de refrigeração. O benefício centra-se no facto de o ar proveniente do sobrealimentador não necessitar de ser conduzido para a frente do módulo de refrigeração. Para uma configuração deste tipo, faz sentido integrar o condensador de ar condicionado, que estava localizado previamente no módulo de arrefecimento, no circuito de baixa temperatura, tal como apresentado na Figura 2.12.

Em associação com o presente trabalho, o objetivo prende-se com a integração do condensador do ciclo de Rankine neste circuito de baixa temperatura, o que possibilita uma maior compacidade do sistema e uma eficiente recuperação do calor proveniente dos gases de escape.

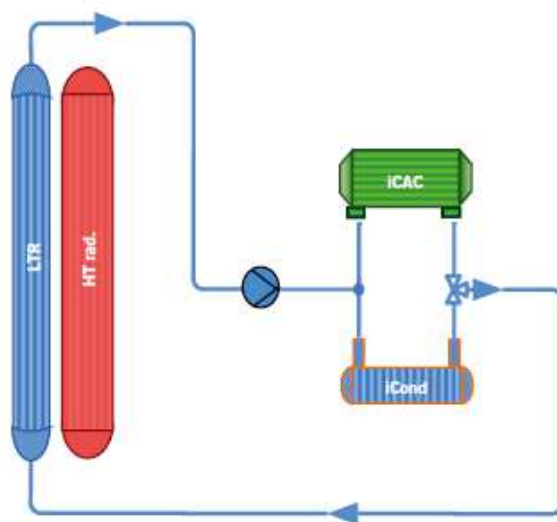


Figura 2.12 - Integração de componentes no circuito de baixa temperatura, adaptado de Hofmann *et al.* (2012).

Os autores Miller *et al.* (2013) da empresa Mahle, no âmbito de um estudo sobre redução de consumo em veículos de ignição por faísca a gasolina, em que é adotado o “*downsizing*” do motor, propõem um sistema integrado de arrefecimento indireto do “*intercooler*”, sendo o calor dissipado para um circuito de baixa temperatura, que inclui um radiador de baixa temperatura (LTR, *Low Temperature Radiator*, na literatura inglesa).

Em associação com o mencionado anteriormente, este circuito de baixa temperatura poderá ser utilizado na integração de outros sistemas no veículo, nomeadamente na incorporação do condensador utilizado num sistema de recuperação de energia térmica do escape através de ciclo de Rankine.

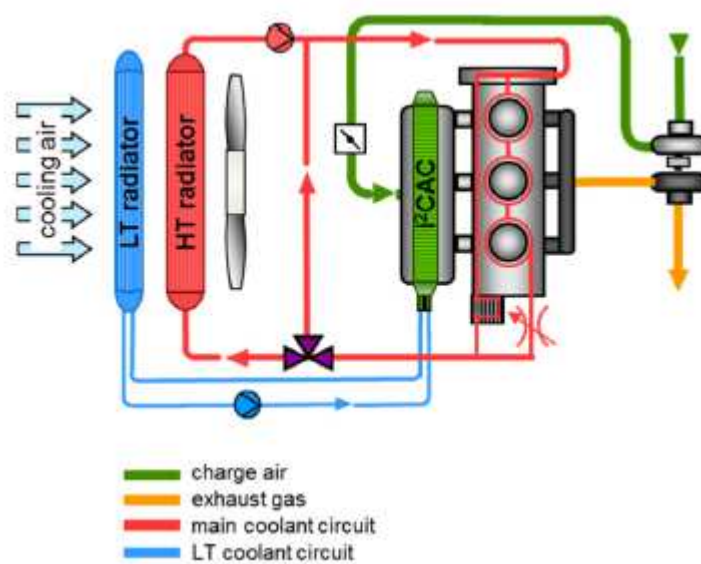


Figura 2.13 - Sistema de refrigeração proposto para “*downsizing*” de motor, adaptado de Miller *et al.* (2013).

A evolução dos sistemas de refrigeração dos veículos tem-se desenvolvido desde o tradicional sistema de arrefecimento direto do “*intercooler*” e do condensador do sistema de ar condicionado (A/C) (Figura 2.14 a), ao sistema integrado de arrefecimento indireto do “*intercooler*” através de um circuito de baixa temperatura (Figura 2.14 b).

Com o intuito de aumentar a compacidade dos sistemas, redefinindo o posicionamento dos componentes, é possível ampliar a área do radiador de baixa temperatura, através da recolocação do condensador A/C numa zona mais afastada da dianteira do veículo, promovendo o seu arrefecimento indireto através da incorporação no circuito de baixa temperatura (Figura 2.14 c).

A este circuito de arrefecimento indireto, que utiliza um radiador de baixa temperatura, podem ser integrados outros componentes, como o condensador do ciclo de Rankine (Figura 2.14 d).

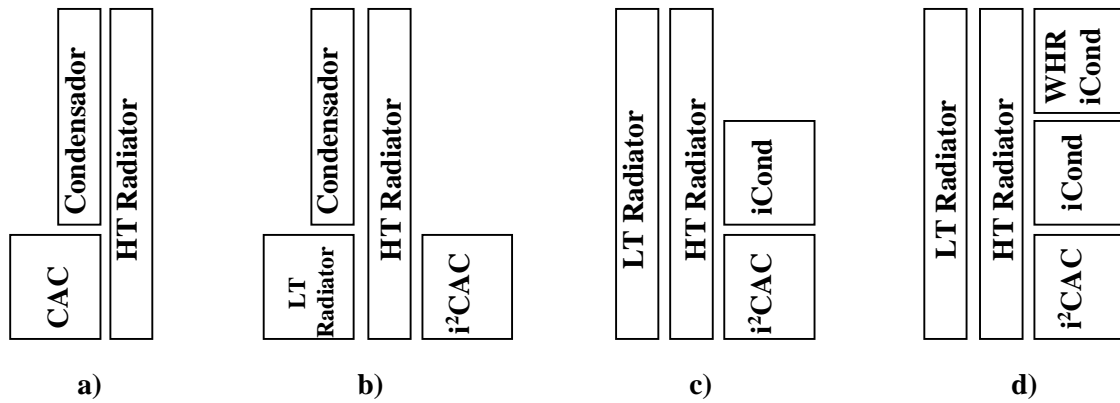


Figura 2.14 - Evolução da configuração de elementos do sistema de refrigeração, adaptado de Miller *et al.* (2013).

Os autores Grelet *et al.* (2016) efetuam um estudo comparativo com a implementação de um ciclo de Rankine para diferentes condições de operação de um veículo pesado, de modo a avaliar a influência no consumo energético. No estudo, uma das configurações na implementação da metodologia de testes, está representada na Figura 2.15.

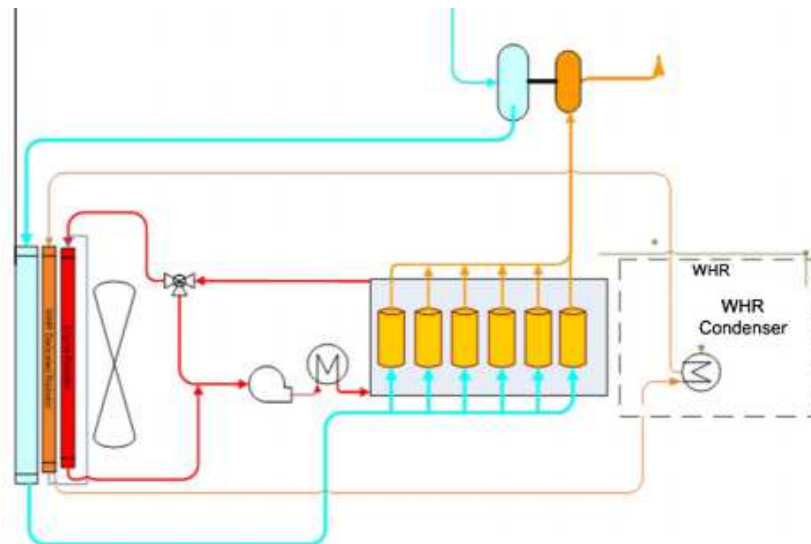


Figura 2.15 - Configuração proposta para a integração do condensador do ciclo de Rankine no veículo, adaptado de Grelet *et al.* (2016).

No sistema apresentado na Figura 2.15, à semelhança de configurações anteriormente apresentadas, é efetuado o arrefecimento indireto do condensador do ciclo de Rankine, estando o radiador dedicado localizado na frente do veículo entre o condensador do ar condicionado e o radiador do motor.

2.6 Seleção do tipo de condensador a utilizar

2.6.1 Classificação e tipos de geometria

Na definição de geometrias de permutadores de calor, podem encontrar-se várias tecnologias passíveis de ser incorporadas num ciclo de Rankine.

Para o projeto e configuração de um permutador de calor é necessário ter em consideração as características das fontes térmicas: tipo (líquido, vapor), a temperatura relativa dos fluidos, o fluxo mássico, a densidade e a direção do fluxo. De modo similar, é importante limitar quedas de pressão, garantir peso e volume reduzidos, elevada eficiência térmica e rentabilidade económica, Lopes *et al.* (2012).

Shah e Sekulic (2003) efetuam uma revisão detalhada de diversos tipos de permutadores, classificando-os segundo diferentes critérios, nomeadamente: i) quanto ao processo de transferência de calor; ii) quanto à compactidade; iii) quanto ao tipo de construção; iv) quanto ao fluxo.

i. Quanto ao processo de transferência de calor

Na classificação segundo este critério, distinguem-se os permutadores de contacto indireto e direto. No primeiro tipo, os fluxos de fluido envolvidos no processo permanecem separados, e a transferência de calor ocorre através de uma parede, que constitui uma barreira física entre ambos os fluidos. No segundo caso, tal como a designação indica, é promovido o contacto entre dois fluxos de fluido, ocorre a transferência de calor, e depois os mesmos são separados. É habitual para estes casos, para além da transferência de calor, existir também transferência de massa.

ii. Quanto à compacidade

A compacidade é um parâmetro que é dado pela relação entre a área de contacto e o volume do permutador:

$$\beta = \frac{A}{V} \text{ [m}^2\text{/m}^3\text{]} \quad (2.1)$$

Considerando a relação, depreende-se que um permutador que ocupe um menor volume para uma mesma área de transferência de calor, será necessariamente mais compacto.

De facto, como referido, os permutadores compactos caracterizam-se por uma grande área de transferência de calor por unidade de volume de permutador, resultando numa redução de espaço, peso e custo de produção.

Na Figura 2.16 é possível avaliar a compacidade de alguns tipos de permutadores de calor.

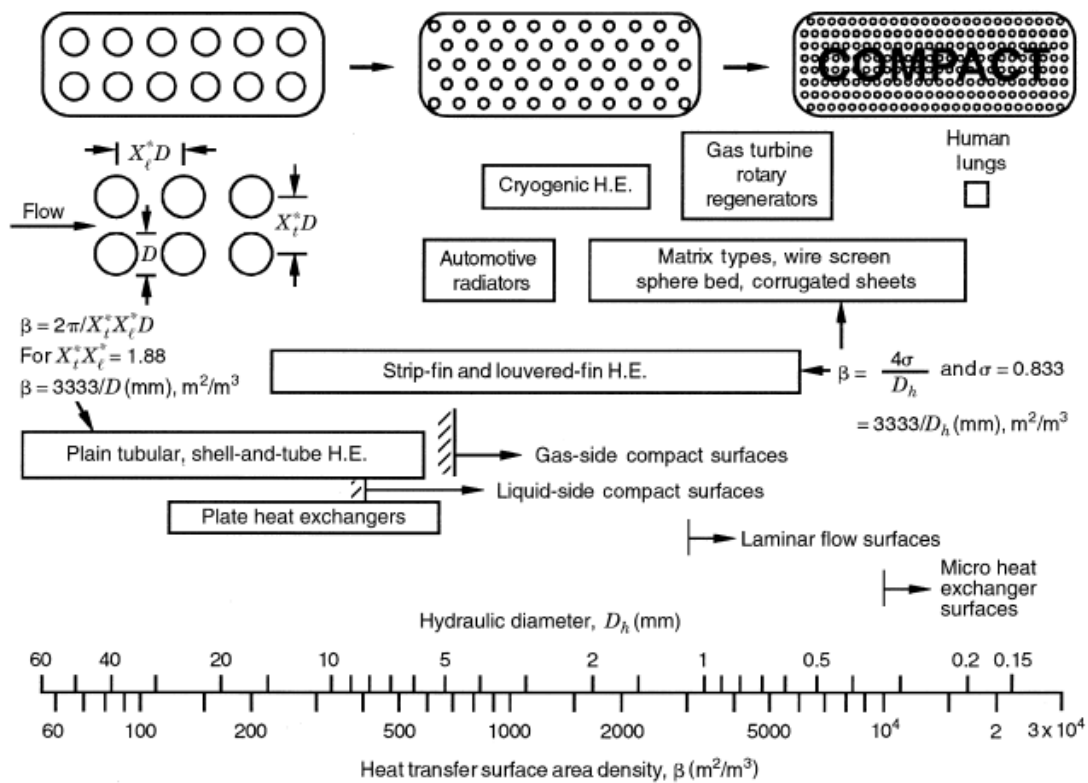


Figura 2.16 - Compacidade de alguns tipos de permutadores de calor, adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Da figura acima é possível identificar a menor compacidade das geometrias de carcaça e tubos, a compacidade dos permutadores de placas mais próxima da zona central do diagrama e para efeitos de comparação, os pulmões do ser humano na extremidade direita. Também é possível constatar que o diâmetro hidráulico de passagem de fluido, diminui com o aumento da compacidade do permutador.

iii. Quanto ao tipo de construção

Na caracterização destas tecnologias tendo por base aspetos construtivos, podemos identificar duas categorias principais, ou seja, uma que engloba os permutadores de tubos e outra com permutadores de placas. A estas categorias estão inerentes diferentes configurações, no entanto, apenas serão reportadas as que se consideram mais representativas.

No grupo dos permutadores de tubos, a tecnologia mais comum é a mais simples, ou seja, permutadores de calor de carcaça e tubos. Esta solução consiste num conjunto de tubos dentro de uma carcaça cilíndrica, em que o fluido de trabalho circula dentro dos tubos interiores, e o fluxo da fonte quente passa ao longo do tubo maior, circulando os fluxos de ambos, respetivamente em contra-corrente e em paralelo. Esta variante é principalmente aplicada em permutadores onde ambos os fluidos são líquidos ou em que ocorre a mudança de fase do líquido.

Por outro lado, os permutadores de placas são habitualmente constituídos por placas de espessura reduzida, em que a superfície destas é lisa ou apresenta algum padrão de irregularidades. Geralmente, este tipo de permutadores não consegue suportar pressões, temperaturas ou diferenciais de temperatura muito elevados.

O tipo de construção mais utilizado, consiste num módulo de placas finas retangulares, delimitadas ao longo do seu perímetro por uma junta de vedação, em que nas extremidades, o módulo é mantido unido por intermédio de placas de cobertura, Figura 2.17, e onde sobressaem também os orifícios de passagem dos fluidos.

Pelo modo de montagem, este tipo de permutadores é de fácil manutenção fruto da relativa simplicidade com que os diversos componentes podem ser retirados e as placas substituídas ou reposicionadas.

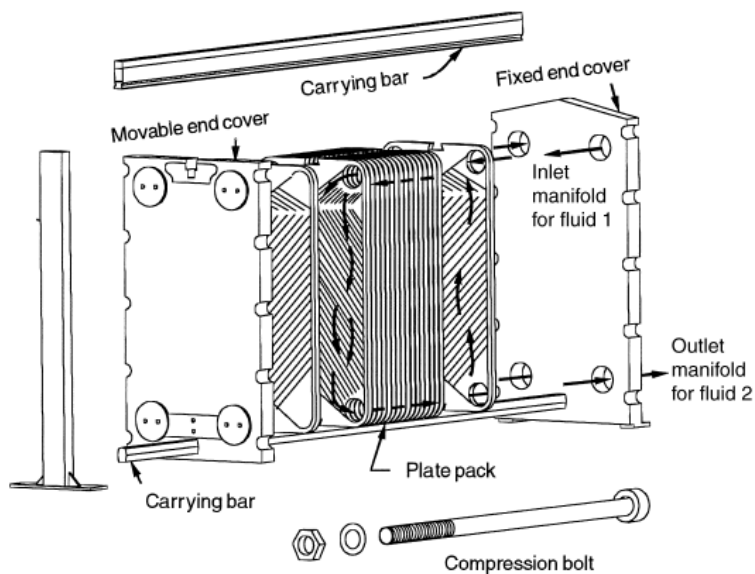


Figura 2.17 - Permutador de placas, adaptado de Shah e Sekulic (2003).

A superfície de transferência de calor de cada placa pode ser melhorada, utilizando placas com corrugações ou alhetas, existindo diversos padrões possíveis, em que na Figura 2.18, são apresentados alguns exemplos.

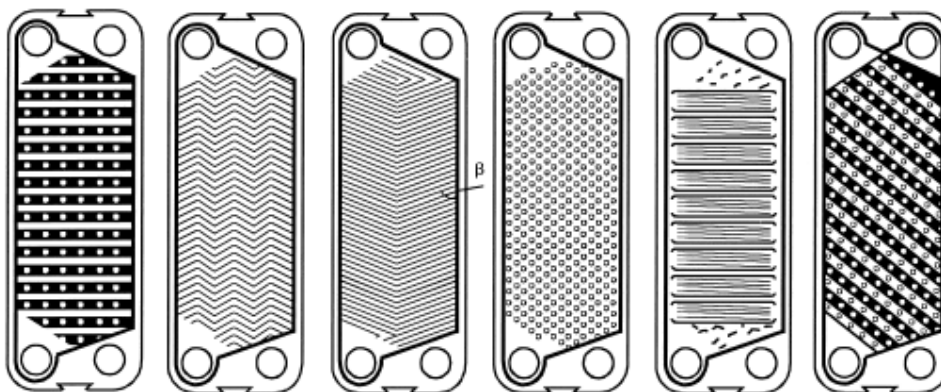


Figura 2.18 - Exemplos de padrões distintos de placas, Shah e Sekulic (2003).

iv. Quanto ao fluxo

Quanto ao fluxo, os permutadores de calor podem ser diferenciados mediante as direções de passagem dos escoamentos de fluidos, em que se identificam: fluxos paralelos ou em co-corrente, fluxos em contra-corrente e fluxos cruzados.

Nos permutadores de fluxos em co-corrente, o escoamento de ambos os fluidos efetua-se na mesma direção, enquanto nos fluxos em contra-corrente esse escoamento realiza-se em sentidos inversos. No caso dos fluxos cruzados, entram em direções perpendiculares no permutador e movem-se perpendicularmente um em relação ao outro.

Para além da diferenciação associada à direção do escoamento do fluido, podem classificar-se os permutadores quanto ao número de passagens do fluxo desde o momento de entrada até à saída, em permutadores de passagem única ou de multipassagem ao longo da extensão do permutador.

2.6.2 Condensadores utilizados em sistemas de recuperação de energia térmica do escape

No que concerne à temática central do presente trabalho, que se prende com o estudo de condensadores a introduzir no sistema de ciclo de Rankine, por forma a otimizar a recuperação de energia térmica do escape de veículos automóveis, existem algumas geometrias que podem ser usadas neste tipo de aplicação específica.

Inerente aos condensadores de placas, para onde está direcionada a presente análise, existem geometrias e métodos construtivos que se coadunam com os objetivos pretendidos.

Na Figura 2.19 é apresentado um tipo de permutador de placas soldadas, que dependendo das combinações de material, níveis e funções de pressão, assumem diferentes configurações. O material de base é aço inoxidável, brasagem a vácuo com excipiente de cobre puro ou à base de níquel, sendo que estes materiais são definidos em função do tipo de fluido a utilizar.



Figura 2.19 - Perspetiva de permutador de placas SWEP, (*B10 M-Pressure BPHE Technical Data*).

Em termos de construção, este tipo de permutadores são construídos como um conjunto de placas corrugadas, compactadas entre as placas de cobertura das extremidades. O conjunto das placas de cobertura consiste em placas de vedação, anéis e respetivas placas de cobertura. Durante o processo de brasagem a vácuo, é formada uma junta em cada ponto de contacto entre as duas placas. Este tipo de conceção cria um permutador de calor com numa série de canais que formam dois circuitos independentes, que passam em lados opostos de cada placa, conforme o ilustrado na Figura 2.20.

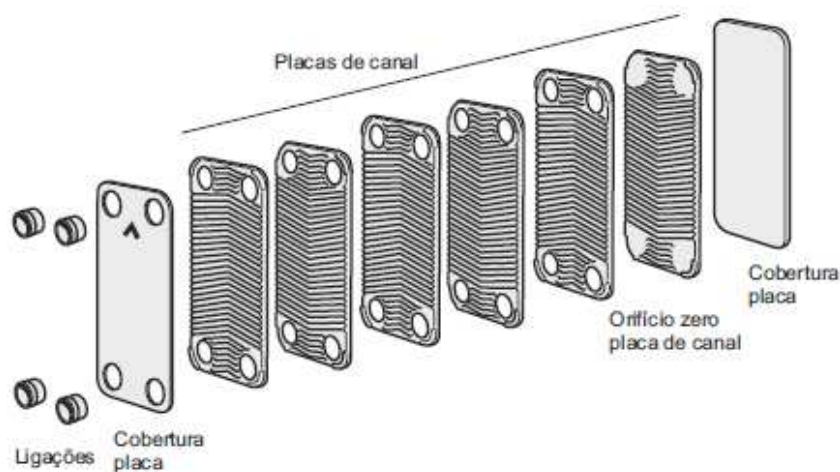


Figura 2.20 - Aspectos construtivos de um permutador de placas, adaptado de Manual SWEP.

Os fluidos podem passar pelo permutador de calor de diversas formas, sendo na figura seguinte ilustrados dois tipos de configuração de fluxo, paralelo e contra-corrente.

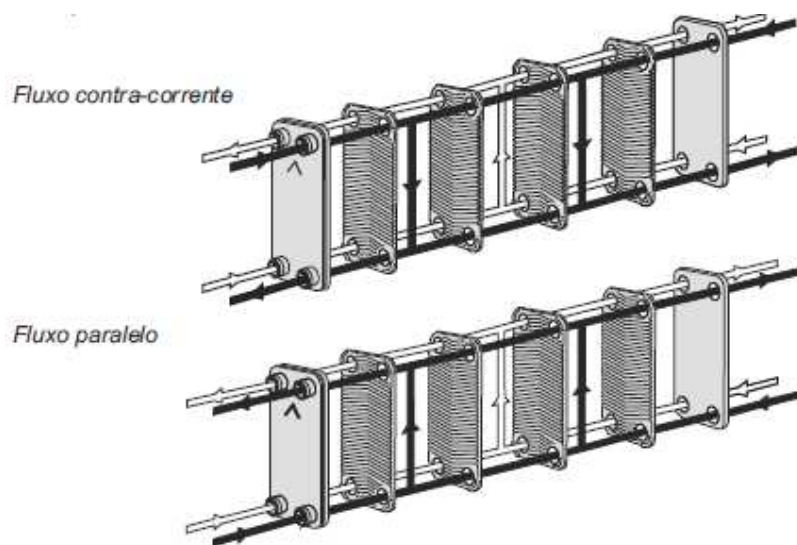


Figura 2.21 - Fluxo em paralelo e contra-corrente em permutadores de placas, adaptado de Manual SWEP).

Para além dos dois tipos de fluxo representados, também existe a possibilidade de utilização de fluxos cruzados, sendo que para estes casos é comum a geometria do permutador ser ligeiramente diferente da apresentada.

Aos diferentes tipos de materiais, de fluidos, de fluxos e de geometrias do permutador, em que se destacam os vários tipos de corrugações das placas de canal, associam-se diversas condições de operação que influenciam diretamente o desempenho do permutador e as aplicações a que este está sujeito.

A empresa Eaton, Subramanian (2014), apresenta na Figura 2.22 o local de integração do condensador no motor, sendo consideradas para efeitos de seleção inicial do condensador a utilizar no ciclo de Rankine, as dimensões do permutador de placas representado na Figura 2.23, dimensionado para operar com água como fluido de arrefecimento.

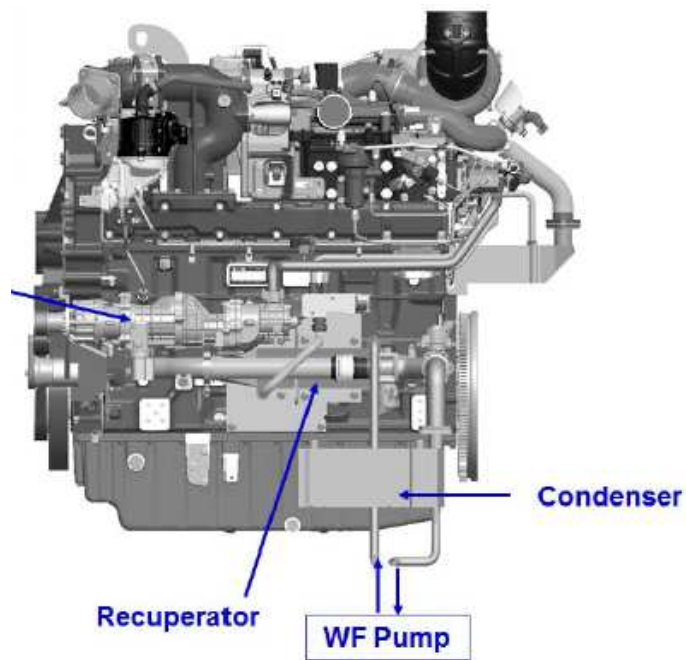


Figura 2.22 - Localização proposta pela empresa Eaton para o condensador do ciclo de Rankine no motor, adaptado de Subramanian (2014).

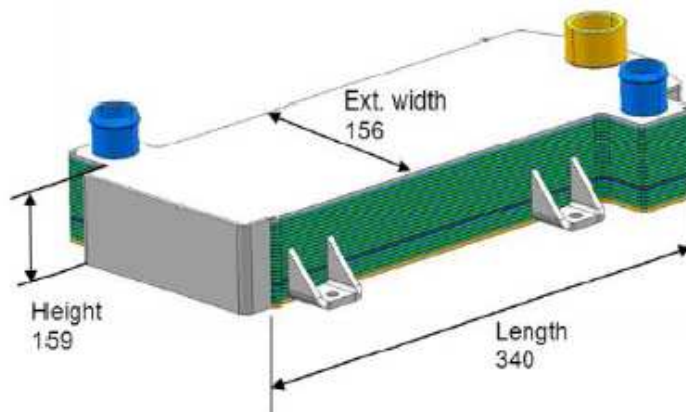


Figura 2.23 - Dimensões propostas pela empresa Eaton para o condensador a utilizar no ciclo de Rankine, adaptado de Subramanian (2014).

Modelos termohidráulicos

3.1 Introdução

Ao longo do presente capítulo, são apresentados os modelos termohidráulicos, utilizados na avaliação do desempenho do permutador de calor, associado ao caso de estudo. Para tal, ao longo das secções seguintes, são apresentadas as expressões analíticas e correlações empíricas para a perda de carga e transferência de calor no interior do permutador. Adicionalmente, os fenómenos em estudo serão caracterizados e efetuadas as considerações tidas como pertinentes.

3.2 Caracterização do caso de estudo

O dimensionamento do permutador é efetuado considerando a divisão em três zonas consecutivas distintas, nomeadamente: a zona de pré arrefecimento (*supercooling*) em vapor sobreaquecido, a zona de condensação (*condensation*) e a zona de sobrearrefecimento (*subcooling*) em líquido subarrefecido.

Para o cálculo dos parâmetros envolvidos no processo é necessário contabilizar os fenómenos que ocorrem nas diferentes zonas, de modo a obter o correto dimensionamento do permutador.

Para tal, são estabelecidas as temperaturas de entrada e saída do permutador, tanto para o fluido de trabalho como para o fluido refrigerante (*coolant*, na literatura inglesa), as dimensões de referência do permutador, e a potência térmica de permuta requerida.

Contabilizando a influência das resistências térmicas envolvidas no processo de permuta de calor, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor, permitindo posteriormente o cálculo da área de permuta.

Na Figura 3.1 é apresentado num diagrama T-s para a água, onde é indicada a evolução do processo de condensação como fluido de trabalho (água), desde a fase de vapor até ao estado líquido, assim como, a temperatura da água como refrigerante, nas diferentes partes do permutador.

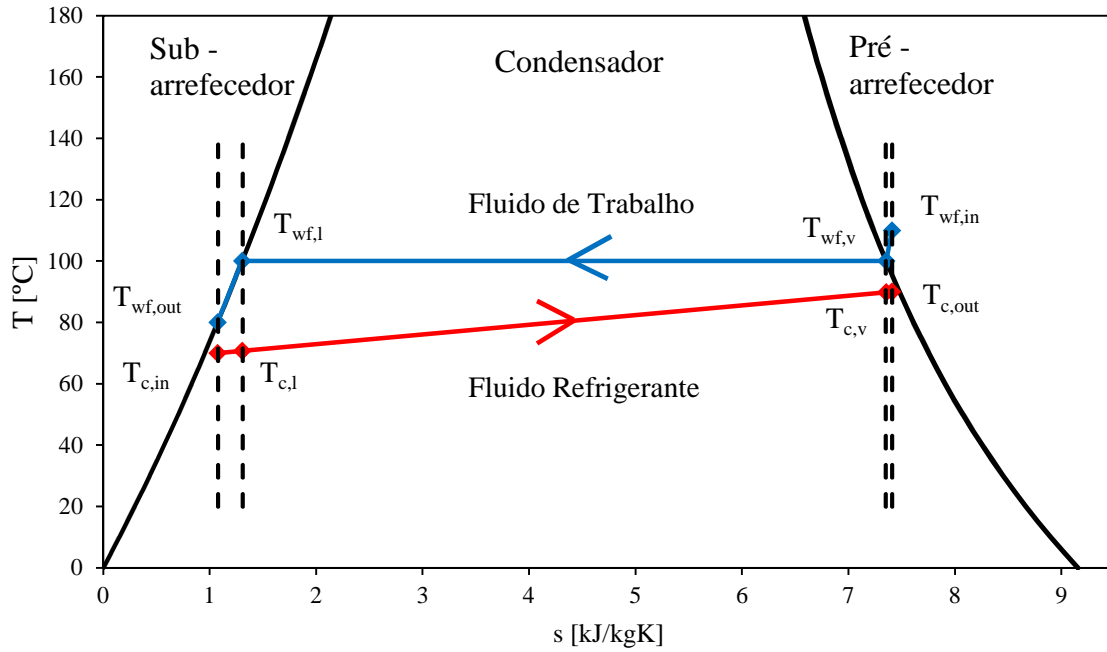


Figura 3.1 - Diagrama de temperatura vs entropia (T-s) para a água como fluido de trabalho (wf) e fluido refrigerante (c) ao longo do permutador de calor.

3.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

Uma das formas essenciais de análise de um permutador de calor, prende-se com a determinação do seu coeficiente global de transferência de calor. Este parâmetro está relacionado com a resistência térmica total, que tem em conta os diferentes processos de transferência de calor entre ambos os fluidos que circulam no interior do permutador.

O coeficiente é determinado tendo em consideração as contribuições dos fenómenos de condução de energia térmica que ocorrem através das paredes do permutador, devido ao diferencial de temperaturas entre o fluido de trabalho e o fluido refrigerante, assim como, as resistências térmicas associadas a processos de convecção inerentes aos fluidos, Bergman *et al.* (2011).

Para o caso de os fluidos se encontrarem separados por uma parede e o permutador não possuir alhetas, o coeficiente global de transferência de calor, U , é expresso por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(hA)_c} + R_w + \frac{1}{(hA)_h} \quad (3.1)$$

em que os índices c e h são referentes respectivamente, ao fluido frio e quente, R_w é a resistência associada ao processo de condução, h o coeficiente de transferência de calor por convecção e A a área de permuta considerada.

Durante a operação normal de um permutador de calor, as superfícies estão sujeitas à acumulação de sujidade devido a impurezas transportadas pelos fluidos, processos de corrosão, ou outro tipo de reações entre o fluido e os materiais das paredes envolventes, o que pode aumentar em larga escala a resistência à transferência de calor entre os fluidos.

A influência destas situações, pode ser incorporada na expressão de cálculo do coeficiente global de transferência de calor, através de uma resistência térmica adicional, designada por fator de sujamento, R_f (*fouling*, na literatura inglesa), que está dependente da temperatura de funcionamento, da velocidade do fluido e dimensões do permutador Bergman *et al.* (2011).

Uma forma conhecida de aumentar a área de transferência de calor de um permutador, está relacionada com a introdução de alhetas, o que possibilita subsequentemente, uma redução da resistência à transferência de calor.

Como tal, considerando a contabilização da influência da acumulação de impurezas nas paredes e do aumento da área de permuta através da introdução de alhetas, a expressão do cálculo do coeficiente global de transferência de calor é dada por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_0 A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_h} \quad (3.2)$$

em que η_0 representa a eficiência global da superfície alhetada, que pode ser obtida por:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.3)$$

em que A_f é a área total da superfície alhetada e η_f a eficiência de uma alheta.

3.2.2 Método da diferença média logarítmica de temperatura

Para a análise do desempenho de um permutador de calor é necessário relacionar a taxa global de transferência de calor com as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, com o coeficiente global de transferência de calor e com a área total de permuta.

Estas relações podem ser obtidas através da aplicação de balanços energéticos ao fluido frio e fluido quente. Se considerarmos o permutador adiabático, em que não ocorrem trocas de calor com o exterior, assim como, desprezarmos variações de energia cinética e potencial, a taxa de transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (3.5)$$

em que \dot{m} é o caudal mássico de fluido, h é a entalpia associada a cada fluido, e os índices c e h referem-se, respetivamente, aos fluidos frio (*cold*) e quente (*hot*), e os índices i e o , às fronteiras de entrada (*in*) e saída (*out*) do permutador.

Caso os fluidos não estejam sujeitos a mudança de fase, e assumindo calores específicos constantes, as expressões anteriores adquirem a forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.6)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.7)$$

em que c_p é o calor específico associado ao fluido em análise, e T refere-se à temperatura do fluido, registada nas localizações indicadas.

Outra expressão que se revela muito útil na análise de um permutador, pode ser obtida relacionando a taxa de transferência de calor com a diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio. Se esta diferença de temperatura variar com a posição ao longo do permutador, é necessário definir a diferença de temperatura média logarítmica, obtida por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.8)$$

Por fim, a taxa de transferência de calor adquire a forma:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml} \quad (3.9)$$

3.2.3 Qualidade da mistura durante a mudança de fase

Durante a fase de condensação do fluido de trabalho, a qualidade (ou título) da mistura em escoamento, ou seja, a fração mássica de vapor da mistura, influencia as propriedades

termodinâmicas do fluido, sendo necessária uma monitorização da sua evolução, de modo a avaliar corretamente a passagem do fluido no condensador.

Como referido anteriormente, o escoamento pode ser constituído na sua totalidade por fluido na fase de vapor, à entrada do condensador, em que o título é unitário ($x = 1$); por fluido na sua totalidade no estado líquido, em que o título do escoamento é nulo ($x = 0$), o qual se considera à saída do condensador; e por uma fração de vapor entre estes dois pontos, em que a quantidade de vapor vai diminuindo até à sua conversão em fluido no estado líquido.

Deste modo, o cálculo do título baseia-se num processo iterativo, em que é aplicado o balanço energético definido na secção 3.2.2, por forma a determinar o título do fluido ao longo da sua passagem pelo condensador.

Discretizando o condensador em n partes, é calculada a diferença de temperaturas entre o fluido de trabalho e o fluido refrigerante à saída de cada zona do permutador, dada por:

$$\Delta T_{out} = \exp\left(\frac{-UA}{\dot{m}c_p}\right)\Delta T_{in} \quad (3.10)$$

sendo ΔT_{in} a diferença de temperaturas à entrada do segmento do condensador considerado. A expressão anterior demonstra que a diferença de temperatura entre os dois fluidos considerados, decai exponencialmente ao longo do comprimento do condensador.

De seguida é calculada a diferença de temperatura média logarítmica entre a entrada e saída de cada zona, a qual possibilita o cálculo da potência térmica de permuta inerente a cada parte. O emprego do balanço energético definido na secção 3.2.2, permite a obtenção da diferença de entalpias entre a entrada e saída de cada zona.

Por último procede-se ao cálculo do incremento do título associado à passagem do fluido por determinada secção do condensador, permitindo a obtenção da respetiva fração de vapor, de modo a caraterizar o processo de condensação do fluido de trabalho.

O incremento do título é obtido mediante o emprego da expressão:

$$\Delta x = \frac{\Delta h}{h_g - h_f} \quad (3.11)$$

em que Δh é a diferença de entalpias mencionada anteriormente, sendo h_g a entalpia de entrada no condensador (fluido na fase de vapor saturado), e h_f a entalpia de saída do condensador (fluido no estado líquido saturado).

3.2.4 Coeficiente de transferência de calor por convecção

O coeficiente de transferência de calor por convecção é caracterizado pela expressão:

$$h = k \frac{Nu}{D_h} \quad (3.12)$$

em que k é a condutividade térmica do fluido em análise, Nu o número de Nusselt, parâmetro adimensional que estabelece a razão entre a transferência de calor por convecção e condução, e o diâmetro hidráulico D_h inerente à geometria do canal de passagem do fluido.

O fluido de trabalho apresenta a particularidade de estar sujeito a uma mudança de fase, aquando do processo de permuta de calor no condensador, sendo necessária uma avaliação dos fenómenos que ocorrem durante a condensação. A Figura 3.2. mostra de forma qualitativa as várias fases que caracterizam o processo de condensação e a variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do canal.

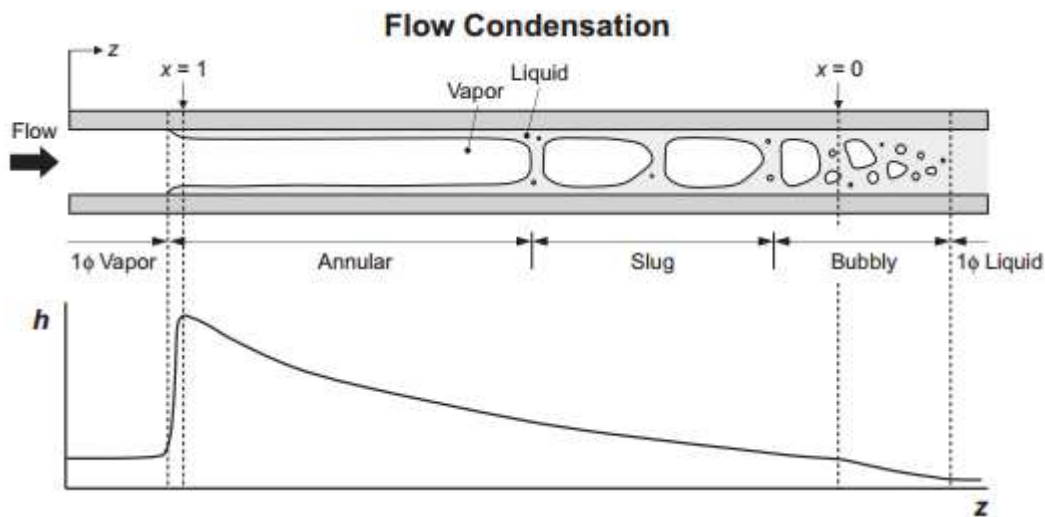


Figura 3.2 - Fases características do processo de condensação e variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do canal, adaptado de Kim e Mudawar (2014).

A Figura 3.2 permite observar que na fase inicial do processo de condensação se desenvolve um regime de escoamento de vapor do tipo anular que se inicia junto à entrada, em que ocorre a formação de uma camada muito fina de líquido ao longo das paredes do permutador.

A condensação provoca um aumento do fluxo de líquido junto às paredes, que se manifesta num regime ondulado e anular, caracterizado por uma fina camada de líquido com ondulação pronunciada na interface.

À medida que o fluido condensa, na zona de transição a camada de líquido expande-se por toda a região de vapor, ocorrendo a separação do fluxo contínuo inicialmente existente, passando a denominar-se regime de escoamento do tipo “slug”.

Com o prosseguir do processo de condensação, as bolhas de vapor cilíndricas reduzem gradualmente o seu comprimento, convertendo-se em bolhas esféricas com diâmetro próximo da largura do canal, Kim e Mudawar (2014).

Na zona final do canal, torna-se possível condensar a totalidade do vapor, resultando num fluxo completamente líquido.

3.2.5 Perda de carga

Um dos parâmetros fundamentais a ter em consideração na seleção do permutador, para além dos fenómenos associados à transferência de calor referidos anteriormente, está associado à quantificação das perdas de carga no seu interior.

No presente estudo, é necessário considerar na análise da perda de carga: i) o atrito existente à passagem do fluxo no interior dos canais do permutador; ii) os locais de entrada e saída do fluido do permutador; iii) os efeitos estáticos provocados pela gravidade devido à elevação do fluido; iv) à desaceleração que o fluido sofre aquando do processo de condensação. Na Figura 3.3 é representado de forma qualitativa a variação da pressão total e do gradiente de pressão para o processo de condensação do fluido no interior de um canal.

É possível verificar que ocorre uma diminuição da pressão, à medida que o fluido transita do estado gasoso para o estado líquido.

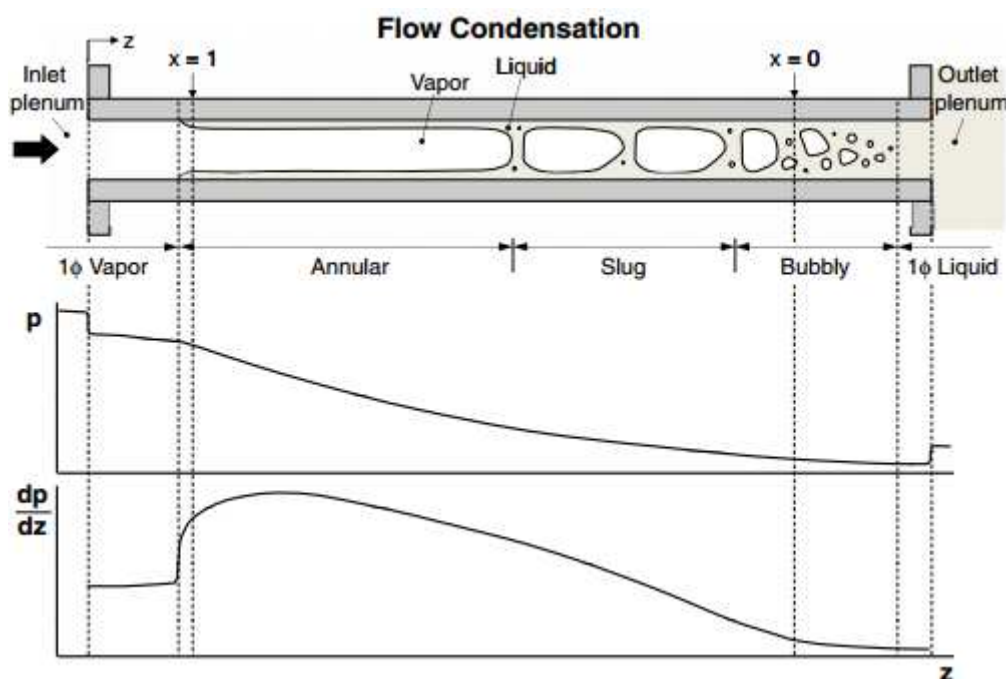


Figura 3.3 - Regime de escoamento e variação da perda de carga durante o processo de condensação do fluido num canal, adaptado de Kim e Mudawar (2014).

Com o início da formação da camada líquida junto às paredes do tubo, são criadas instabilidades na interface entre o vapor e o líquido devido às diferenças de velocidade entre as duas fases, o que provoca um aumento do gradiente de pressão. A evolução do processo de condensação é acompanhada por uma desaceleração axial do escoamento e um decréscimo da diferença de velocidades entre as duas fases, o que promove uma diminuição do gradiente de pressão, tal como representado.

3.2.6 Caracterização geométrica do permutador

Para permutadores de placas do tipo “*chevron*” considerados no presente estudo, assume-se a configuração apresentada na Figura 3.4.

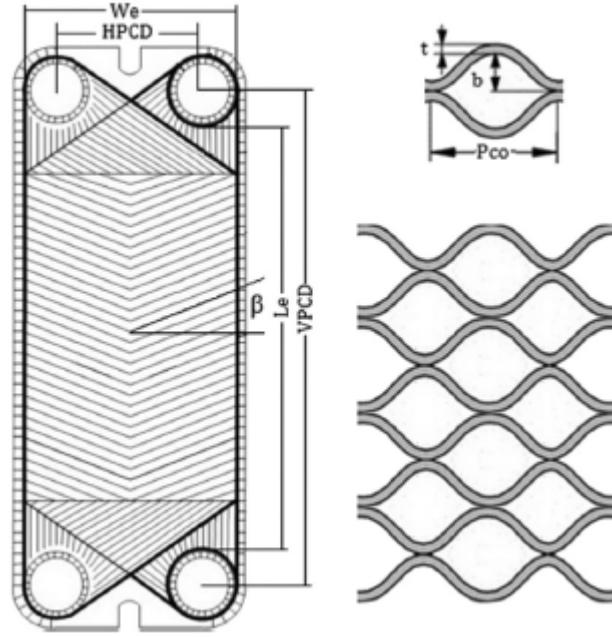


Figura 3.4 - Geometria do permutador de placas do tipo “chevron”, adaptado de Imran *et al.* (2015).

Tendo em conta a geometria indicada na Figura 3.4, o comprimento efetivo (L_e) e a largura efetiva (W_e) de cada placa do permutador, são dados respetivamente por:

$$L_e = VPCD - D \quad (3.13)$$

$$W_e = HPCD + D + 0.015 \quad (3.14)$$

A área de permuta efetiva (A_p) para cada placa é dada por:

$$A_p = W_e L_e \quad (3.15)$$

O diâmetro hidráulico dos canais definidos pelas placas é obtido por:

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad (3.16)$$

É importante mostrar que a geometria das placas não é plana, assim sendo, o fator de amplificação de área do permutador é obtido em função das dimensões dos canais, através da seguinte expressão:

$$\phi = \frac{1}{6} \left[1 + \left\{ \sqrt{1 + \left(\frac{b\pi}{P_{co}} \right)^2} \right\} + 4 \sqrt{1 + \frac{\left(\frac{b\pi}{P_{co}} \right)^2}{2}} \right] \quad (3.17)$$

O fluxo mássico (G) de fluido é obtido pela expressão:

$$G = \frac{(\dot{m}/N_c)}{bW_e} \quad (3.18)$$

em que \dot{m} é o caudal mássico de fluido no permutador, sendo o número de canais existentes obtidos por:

$$N_c = \frac{N_p}{2} \quad (3.19)$$

onde N_p representa o número de placas que constituem o permutador.

O número de Reynolds resulta da expressão:

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (3.20)$$

sendo μ a viscosidade dinâmica do fluido.

Finalmente, para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é necessário definir o número de Nusselt. Uma vez que estamos na presença de um escoamento com mudança de fase, será necessário calcular independentemente este parâmetro para o regime monofásico e para o regime bifásico, onde o fluido de trabalho coexiste nos estados gasoso e líquido.

3.2.7 Coeficiente de transferência de calor por convecção em regime monofásico

O cálculo do coeficiente de transferência de calor em regime monofásico, é necessário para o fluido refrigerante, que escoar através do permutador no estado líquido, e para o fluido de trabalho durante a sua passagem pelo pré-arrefecedor (vapor) e pelo sub-arrefecedor

(líquido). Para escoamento em regime monofásico (líquido ou vapor) aplica-se para o cálculo do número de Nusselt, Nu , a correlação apresentada por Kumar (1984):

$$Nu = C_h Re^n Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (3.21)$$

em que Re é o número de Reynolds, parâmetro adimensional que define o regime de escoamento do fluido, Pr o número de Prandtl, que relaciona a viscosidade dinâmica com a difusividade térmica de um escoamento, μ e μ_w as viscosidades dinâmicas, respetivamente, do fluido e da superfície que o delimita.

Para além dos parâmetros mencionados, a constante C_h e o expoente n , são dados em função do ângulo β , definido pela corrugação das placas, e pela gama de valores atribuída ao número de Reynolds, estando estes parâmetros representados na Tabela 3.1 para alguns ângulos β característicos.

Tabela 3.1 - Parâmetros C_h e n utilizados no cálculo do número de Nusselt, adaptado de Mota *et al.* (2015).

Ângulo	Re	C_h	n
$\beta \leq 30^\circ$	≤ 10	0.718	0.349
	> 10	0.348	0.663
$\beta = 45^\circ$	< 10	0.718	0.349
	10-100	0.400	0.598
	> 100	0.300	0.663
$\beta = 50^\circ$	< 20	0.630	0.333
	20-300	0.291	0.591
	> 300	0.130	0.732
$\beta = 60^\circ$	< 20	0.562	0.326
	20-400	0.306	0.529
	> 400	0.108	0.703
$\beta \geq 65^\circ$	< 20	0.562	0.326
	20-500	0.331	0.503
	> 500	0.087	0.718

3.2.8 Coeficiente de transferência de calor por convecção em condensação

A Tabela 3.2 mostra os parâmetros adimensionais utilizados nas diferentes correlações apresentadas no presente estudo.

Tabela 3.2 - Parâmetros adimensionais utilizados nas correlações.

Parâmetro	Expressão
Pressão reduzida	$P_R = \frac{P}{P_{crit}}$
Número de Reynolds para o líquido	$Re_{fo} = \frac{GD_h}{\mu_f}$
Número de Reynolds superficial para o líquido	$Re_f = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_f}$
Número de Reynolds para o vapor	$Re_g = \frac{GxD_h}{\mu_g}$
Parâmetro de Lockhart-Martinelli	$X_{tt} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5}$
Número de Suratman	$Su_{go} = \frac{\rho_g \sigma D_h}{\mu_g^2}$
Número de Weber modificado	$We^* = 2.45 \frac{Re_g^{0.64}}{Su_{go}^{0.3} (1 + 1.09 X_{tt}^{0.039})^{0.4}} \text{ para } Re_f \leq 1250$ $We^* = 0.85 \frac{Re_g^{0.79} X_{tt}^{0.157}}{Su_{go}^{0.3} (1 + 1.09 X_{tt}^{0.039})^{0.4}} \left[\left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^2 \left(\frac{v_g}{v_f} \right) \right]^{0.084}$ <p>para $Re_f > 1250$</p>
Número de Convecção	$Co = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \left(\frac{1-x_m}{x_m} \right)^{0.8}$
Número de Ebulição	$Bo = \frac{q''}{Gh_{fg}}$
Número de Froude	$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h}$

O regime bifásico caracteriza-se pela mudança de fase do fluido, no qual coexistem os estados de vapor e líquido durante o processo de condensação. Deste modo, as propriedades do escoamento vão-se alterando em função da transformação verificada, podendo ser definidas relativamente à proporção de vapor existente (título do escoamento).

Para a caracterização do regime bifásico em análise, existe um número elevado de correlações empíricas, testadas maioritariamente em escoamentos no interior de tubos, tendo sido validadas para determinadas condições específicas, nomeadamente em função dos tipos de fluido de trabalho utilizados e dos parâmetros do escoamento.

No entanto, a definição e validação de correlações para aplicação em permutadores de placas, é uma vertente que carece de maior investigação, dado a grande quantidade de configurações geométricas possíveis neste tipo de permutadores, o que promove condições de escoamento muito distintas, resultando numa dificuldade acrescida na generalização das propriedades do escoamento, e consequentemente, na obtenção de correlações universais, Amalfi (2016).

De seguida, serão apresentadas as correlações empíricas ou semi-empíricas mais relevantes, desenvolvidas para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção durante a condensação no interior de canais (tubos) e em permutadores de placas.

Correlações desenvolvidas para condensação no interior de canais

Correlação de Shah (1979)

A correlação apresentada por Shah (1979) recomendada para condensação em escoamentos do tipo anular em macro canais ($D_h > 4$ mm), é dada pela expressão seguinte:

$$Nu = 0.023 Re_{fo}^{0.8} Pr_f^{0.4} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_R^{0.38}} \right] \quad (3.22)$$

em que x é a fração de vapor, Pr_f o número de Prandtl do líquido, Re_{fo} o número de Reynolds para o líquido e P_R a pressão reduzida.

Esta expressão é considerada no estudo comparativo efetuado por Kim e Mudawar (2014), que envolve a compilação de uma base de dados composta por 4045 valores experimentais, obtidos a partir de 28 fontes. Desse total, 3332 pontos referem-se à avaliação de regimes de escoamento do tipo anular, campo de validade da correlação apresentada por Shah (1979), a qual apresenta um erro médio absoluto de 33.6%, sobrestimando os resultados experimentais da base de dados, em particular para pressões mais elevadas.

Mais recentemente, Shah (2009) propôs uma versão modificada da correlação original, a qual engloba os regimes de escoamento do tipo “slug” e “bubbly”, assim como, a sua aplicação para pressões reduzidas mais elevadas ($0.0008 < P_R < 0.905$), apresentando no estudo comparativo de Kim e Mudawar (2014), um desvio de 30.8% em relação aos 713 pontos que compõem a base de dados neste domínio.

No seu espectro de aplicação engloba como fluidos de trabalho a água e o etanol, para além de outras substâncias como o R11, R12, R22, R113, metanol, benzeno, tolueno e tricloroetileno. Também é mencionada como condição preferencial a sua aplicação para escoamentos em tubos com diâmetro hidráulico: $7 < D_h < 40$ mm.

Correlação universal de Kim e Mudawar (2014)

A correlação universal proposta por Kim e Mudawar (2014) tem o propósito de obter uma aproximação replicável para diferentes fluidos de trabalho com variadas propriedades termofísicas, considerando uma gama alargada de parâmetros geométricos e de escoamento com interesse prático.

Para o regime anular em que $We^* < 7X_{tt}^{0.2}$, temos:

$$Nu = 0.048 Re_f^{0.69} Pr_f^{0.34} \frac{\phi_g}{X_{tt}} \quad (3.23)$$

em que Pr_f é o número de Prandtl do líquido, Re_f o número de Reynolds superficial para o líquido, dado em função da proporção de vapor existente no escoamento, X_{tt} é o parâmetro de Lockhart-Martinelli baseado em regimes de escoamento líquido turbulento-vapor turbulento, e ϕ_g é um multiplicador bifásico para a fase de vapor, representado pelo polinómio:

$$\phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad (3.24)$$

em que

$$X^2 = \frac{(dp/dz)_f}{(dp/dz)_g} \quad (3.25)$$

sendo os diferenciais de pressão para o líquido e para o vapor obtidos por:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2f_f v_f G^2 (1-x)^2}{D_h}, \quad -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g v_g G^2 x^2}{D_h} \quad (3.26)$$

com os fatores de atrito de Fanning para o líquido e para o vapor, calculados em função do número de Reynolds:

$$f_k = 16Re_k^{-1} \text{ para } Re_k < 2000 \quad (3.27)$$

$$f_k = 0.079Re_k^{-0.25} \text{ para } 2000 \leq Re_k < 20000 \quad (3.28)$$

$$f_k = 0.046Re_k^{-0.2} \text{ para } Re_k > 20000 \quad (3.29)$$

Por último, a constante C , considerada no polinómio do multiplicador bifásico, é calculada tendo em consideração o tipo de regime característico do escoamento: líquido turbulento - vapor turbulento (tt); líquido turbulento - vapor laminar (tv); líquido laminar - vapor turbulento (vt); líquido laminar - vapor laminar (vv).

$$Re_f \geq 2000, Re_g \geq 2000 \text{ (tt)} \quad C = 0.39Re_{fo}^{0.03} Su_{go}^{0.10} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.35} \quad (3.30)$$

$$Re_f \geq 2000, Re_g < 2000 \text{ (tv)} \quad C = 8.7 \times 10^{-4} Re_{fo}^{0.17} Su_{go}^{0.50} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.14} \quad (3.31)$$

$$Re_f < 2000, Re_g \geq 2000 \text{ (vt)} \quad C = 0.0015Re_{fo}^{0.59} Su_{go}^{0.19} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.36} \quad (3.32)$$

$$Re_f < 2000, Re_g < 2000 \text{ (vv)} \quad C = 3.5 \times 10^{-5} Re_{fo}^{0.44} Su_{go}^{0.50} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.48} \quad (3.33)$$

A correlação universal proposta é baseada no ajuste de 4045 pontos associados à compilação de uma base de dados experimentais em condensação, provenientes de 28 fontes diferentes. A correlação apresenta um erro médio absoluto para escoamentos do tipo anular de 15.9% e para escoamentos dos tipos “slug” e “bubbly” de 16.7%, mostrando validade comprovada para as seguintes condições:

- Fluido de trabalho: R12, R123, R1234yf, R1234ze, R134a, R22, R236fa, R245fa, R32, R404A, R410A, R600a, FC72, metano e CO₂;
- Diâmetro hidráulico: $0.424 < D_h < 6.22$ mm;
- Fluxo mássico: $53 < G < 1403$ kg/m²s;
- Número de Reynolds para o líquido: $276 < Re_{fo} < 89798$;
- Número de Reynolds superficial para o líquido: $276 < Re_f < 79202$;
- Número de Reynolds superficial para o vapor: $276 < Re_g < 247740$;
- Pressão reduzida: $0.04 < P_R < 0.91$.

Correlações desenvolvidas para condensação em permutadores de placas

Correlação de Yan *et al.* (1999)

Yan *et al.* (1999) através da montagem experimental de um ciclo de refrigeração, estudaram o coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido R134a num permutador de placas disposto na vertical.

Para tal, utilizaram dois canais em contra-corrente, formados pela disposição de três placas de geometria do tipo “chevron”, com ângulos das corrugações de 60°. Mediante os resultados obtidos, foi proposta a seguinte correlação:

$$Nu = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{1/3} \quad (3.34)$$

em que Re_{eq} é o o número de Reynolds equivalente do escoamento, dado por:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_f} \quad (3.35)$$

sendo G_{eq} o fluxo mássico equivalente do escoamento definido por:

$$G_{eq} = G \left[1 - x_m + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (3.36)$$

indicando G o fluxo mássico no condensador, x_m a fração média de vapor ao longo do comprimento, sendo ρ_l e ρ_v , respetivamente as densidades do fluido nos estados líquido e gasoso.

Correlação proposta por Han *et al.* (2003)

A correlação proposta por Han *et al.* (2003) foi obtida para o processo de condensação num permutador de placas do tipo “chevron”. Na sua experiência foram testados os fluidos frigorigénios: R410a e R22; os ângulos de corrugações considerados foram: 45°, 35° e 20°; o permutador era composto por quatro placas de permuta e duas de cobertura nas extremidades, formando o conjunto, cinco canais de escoamento.

A presente formulação apresenta a particularidade de considerar os efeitos geométricos das placas do condensador no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção. Desse modo o número de Nusselt é dado por:

$$Nu = G_{e1} Re_{eq}^{G_{e2}} Pr^{1/3} \quad (3.37)$$

em que:

$$G_{e1} = 11.22 \left(\frac{b}{D_h} \right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-4.5} \quad (3.38)$$

$$G_{e2} = 0.35 \left(\frac{b}{D_h} \right)^{0.23} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-1.48} \quad (3.39)$$

β é o ângulo formado pelas nervuras, definido em relação à direção transversal da placa, tal como apresentado na Figura 3.3.

Correlação de Kuo *et al.* (2005)

Os autores Kuo *et al.* (2005) estudaram as propriedades do processo de condensação do fluido R410a, numa montagem experimental similar à apresentada por Yan *et al.* (1999) para condensação do fluido R134a, utilizando o mesmo tipo de permutador, constituído por dois canais em contra-corrente, formados por três placas do tipo “chevron”, com ângulo de 60° das corrugações. Perante os resultados registados, foi proposta a correlação:

$$Nu = 0.2092 Re_l^{0.78} Pr_l^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14} (0.25 Co^{-0.45} Fr_l^{0.25} 75 Bo^{0.75}) \quad (3.40)$$

em que μ_m / μ_w é a relação entre a viscosidade dinâmica média do fluido no interior do permutador e a viscosidade dinâmica na parede, sendo Co o número de convecção, Fr_l o número de Froude do líquido e Bo o número de ebulição.

3.2.9 Perda de carga em regime monofásico

Considerando que não ocorre mudança de fase do fluido em análise, a perda de carga total em regime monofásico, corresponde à soma da perda de carga por atrito em linha e as perdas de carga localizadas nas condutas distribuidoras de entrada e saída, Azevedo (2005).

$$\Delta P_t = f \frac{4L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} + 1.4 \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (3.41)$$

em que G_p é o fluxo mássico do escoamento nas condutas distribuidoras, sendo definido pelo caudal de passagem por área na conduta:

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (3.42)$$

Para o cálculo do fator de atrito f , relacionado com a passagem do fluido no interior dos canais, muitos estudos têm sido efetuados, não havendo contudo uma consensualidade em torno de uma correlação em particular. Ayub *et al.* (2003) efetuam uma compilação das correlações mais relevantes em regime monofásico, de entre estas recomenda-se a apresentada por Kumar (1984), que apresenta constantes em função do número de Reynolds e ângulos das placas, que podem ser consultadas na Tabela 3.3.

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (3.43)$$

Tabela 3.3 – Parâmetros K_p e m utilizados no cálculo do fator de atrito, adaptado Mota *et al.* (2015).

Ângulo	Re	K_p	m
$\beta \leq 30^\circ$	≤ 10	50	1
	10-100	19.4	0.589
	>100	299	0.183
$\beta = 45^\circ$	<15	47	1
	15-300	18.29	0.652
	>300	1.441	0.206
$\beta = 50^\circ$	<20	34	1
	20-300	11.25	0.631
	>300	0.772	0.161
$\beta = 60^\circ$	<40	24	1
	40-400	3.24	0.457
	>400	0.76	0.215
$\beta \geq 65^\circ$	<50	24	1
	50-500	2.8	0.451
	>500	0.639	0.213

3.2.10 Perda de carga em condensação

Durante a fase de condensação, em que ocorre a passagem do fluido do estado gasoso ao estado líquido no condensador, contribuem para a determinação da perda de carga total, a elevação e desaceleração do fluido de trabalho, assim como o termo associado à perda de carga devido ao atrito do escoamento na passagem pelo interior dos canais.

Os gradientes de pressão devido à desaceleração e elevação do fluido no interior do condensador, podem ser calculados através do modelo de equilíbrio homogêneo, Kim e Mudawar (2014) e Huang (2010). Este modelo associa as duas fases presentes no escoamento, a uma fase única com propriedades médias do fluido, tais como a massa volumica média ρ_m , definida por:

$$\rho_m = \frac{1}{v_m} = \frac{1}{xv_g + (1-x)v_f} \quad (3.44)$$

em que o título x varia ao longo do comprimento do condensador, sendo os gradientes de pressão devido à desaceleração e elevação do fluido, obtidos respetivamente por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_A = G^2 \frac{d}{dz} [xv_g + (1-x)v_f] \quad (3.45)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_G = \frac{g \sin \phi}{xv_g + (1-x)v_f} \quad (3.46)$$

O ângulo ϕ refere-se à inclinação do permutador, tomando a expressão o valor nulo no caso do permutador se encontrar na posição horizontal, e o valor unitário no caso do permutador se encontrar na posição vertical.

Quanto à perda de carga devido ao atrito, esta pode ser calculada recorrendo ao modelo de equilíbrio homogéneo ou através de correlações semi-empíricas. Utilizando o modelo de equilíbrio homogéneo, o gradiente de pressão devido ao atrito vem:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{2f_{tp}\rho_m u^2}{D_h} = \frac{2f_{tp}v_f G^2}{D_h} \left(1 + x \frac{v_{fg}}{v_f}\right) \quad (3.47)$$

em que o fator de atrito f , pode ser determinado da forma seguinte:

$$f_{tp} = 16Re_{tp}^{-1} \text{ para } Re_{tp} < 2000 \quad (3.48)$$

$$f_{tp} = 0.079Re_{tp}^{-0.25} \text{ para } 2000 \leq Re_{tp} < 20000 \quad (3.49)$$

$$f_{tp} = 0.046Re_{tp}^{-0.2} \text{ para } Re_{tp} \geq 20000 \quad (3.50)$$

Diferentes previsões da perda de carga são possíveis, dependendo da escolha do modelo de viscosidade da mistura para o cálculo do número de Reynolds em regime bifásico, dado por:

$$Re_{tp} = \frac{GD_h}{\mu_{tp}} \quad (3.51)$$

sendo que a definição da viscosidade da mistura μ_{tp} mais comum é a proposta por McAdams *et al.* (1942), uma vez que tem uma forma análoga à da massa volúmica média ρ_m , Huang (2010), dada por:

$$\mu_{tp} = \left(\frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_f} \right)^{-1} \quad (3.52)$$

A outra forma de cálculo corresponde à utilização de correlações semi-empíricas, baseadas em experiências efetuadas e propostas pelos investigadores. De modo semelhante ao relatado para a transferência de calor em condensação, a informação presente na bibliografia é muito limitada relativamente à perda de carga em permutadores de placas.

Como tal, para além dos estudos para permutadores de placas, serão também adaptados e analisados modelos desenvolvidos para permutadores de tubos em condensação.

Perda de carga por atrito no interior de canais em condensação

A literatura revela que o método mais amplamente aceite para o cálculo da perda de carga por atrito em regime bifásico, é o modelo apresentado por Lockhart e Martinelli (1949), sendo que, muitas das correlações existentes são baseadas neste estudo, Amalfi (2016).

O gradiente de pressão devido ao atrito em condensação, é expresso pelo produto do gradiente de pressão para uma das fases e um fator multiplicador para o regime bifásico, dado por:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \phi_f^2 = \left(\frac{dp}{dz} \right)_g \phi_g^2 \quad (3.53)$$

em que os diferenciais de pressão para as fases de líquido e vapor são dados por:

$$-\left(\frac{dp}{dz} \right)_f = \frac{2f_f v_f G^2 (1-x)^2}{D_h}, \quad -\left(\frac{dp}{dz} \right)_g = \frac{2f_g v_{fg} G^2 x^2}{D_h} \quad (3.54)$$

O fator de atrito para a fase k , que pode ser líquido ou vapor, é determinado em função do número de Reynolds, de igual modo ao descrito na correlação universal para a análise da transferência de calor, proposta por Kim e Mudawar (2014).

$$f_k = 16Re_k^{-1} \text{ para } Re_k < 2000 \quad (3.55)$$

$$f_k = 0.079Re_k^{-0.25} \text{ para } 2000 \leq Re_k < 20000 \quad (3.56)$$

$$f_k = 0.046Re_k^{-0.2} \text{ para } Re_k \geq 20000 \quad (3.57)$$

Correlação de Friedel (1979)

Uma das correlações mais recomendadas para cálculos de perda de carga por atrito em regime bifásico é a apresentada por Friedel (1979), que compila uma enorme base de dados com 25000 pontos, sendo recomendada para canais com diâmetro hidráulico superior a 4 mm, para permutadores ar-água, ar-óleo e R12, Kim e Mudawar (2014).

Claesson (2004) refere que Friedel apresentou duas correlações complementares, sendo a primeira sugerida para escoamentos horizontais ou ascendentes verticais, e a outra formulação indicada para escoamentos descendentes verticais.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{fo} \phi_{fo}^2 \quad (3.58)$$

A correlação utiliza um multiplicador bifásico que considera que a totalidade do escoamento ocorre na fase líquida, sendo para o primeiro tipo de aplicação mencionado, definido por:

$$\phi_{fo}^2 = E + \frac{3.24F \cdot H}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (3.59)$$

Os números de Weber (We) e de Froude (Fr), que expressam o rácio das forças de inércia em relação às forças de tensão superficial e o rácio das forças de inércia relativamente às forças gravíticas, respetivamente, são dados por:

$$We = \frac{G^2 D_h}{\rho_m \sigma} \quad (3.60)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_m^2 g D_h} \quad (3.61)$$

sendo σ a tensão superficial do escoamento.

Os parâmetros que simplificam a formulação geral são obtidos através das expressões:

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{vo}}{\rho_g f_{lo}} \quad (3.62)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \quad (3.63)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7} \quad (3.64)$$

Mais tarde, Friedel (1985) sugeriu uma outra correlação para escoamentos descendentes em tubos verticais, em que mantém a estrutura da formulação original, alterando os coeficientes e expoentes numéricos:

$$\phi_{fo}^2 = E + \frac{48.6F \cdot H}{Fr^{-0.03} We^{0.12}} \quad (3.65)$$

$$F = x^{0.8} (1-x)^{0.29} \quad (3.66)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.9} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.73} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{7.4} \quad (3.67)$$

Correlação de Yan e Lin (1999)

Yan e Lin (1999) realizaram um estudo em canais com 2 mm de diâmetro interno, para a condensação do fluido R134a, possibilitando obter o gradiente de pressão associado ao atrito no escoamento, representado pela expressão:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_F = -999.6 Re_{eq}^{-1.074} \frac{G_{eq}^2 v_f}{D_h} \quad (3.68)$$

De referir que a correlação foi desenvolvida para regimes turbulentos com $Re_{eq} > 2000$.

Correlação Universal proposta por Kim e Mudawar (2014)

Kim e Mudawar (2014) através da consolidação de uma base de dados com 7115 pontos relacionados com a perda de carga por atrito para regime bifásico adiabático e em condensação, provenientes de 36 fontes distintas, desenvolveram uma correlação baseada na formulação clássica de Lockhart-Martinelli, em que propõem um multiplicador bifásico, que contempla a alteração da constante de Chisholm C .

O desenvolvimento das variáveis que compõem a correlação seguinte, é efetuado de modo similar, ao descrito na correlação universal apresentada pelos mesmos autores para transferência de calor em condensação (ver secção 3.2.7):

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_F = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f \phi_f^2 \quad (3.69)$$

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (3.70)$$

A correlação universal proposta, estima com um erro médio absoluto de 23.3% os resultados experimentais que completam a base de dados, tendo o seu domínio de aplicação para as seguintes condições:

- Fluido de trabalho: misturas ar/CO₂/N₂-água, N₂-etanol, R12, R22, R134a, R236fa, R245fa, R404a, R410a, R407c, propano, metano, amônia, CO₂ e água.
- Diâmetro hidráulico: $0.0695 < D_h < 6.22$ mm
- Fluxo mássico: $4 < G < 8528$ kg/m²s
- Número de Reynolds para o líquido: $3.9 < Re_{fo} < 89798$
- Número de Reynolds superficial para o líquido: $0 < Re_f < 79202$
- Número de Reynolds superficial para o vapor: $0 < Re_g < 253810$
- Título: $0 < x < 1$
- Pressão reduzida: $0.0052 < P_R < 0.91$

Correlações desenvolvidas para condensação em permutadores de placas

Correlação de Han *et al.* (2003)

Os autores Han *et al.* (2003) na sequência da sua experiência na condensação dos fluidos R410a e R22 num permutador de placas do tipo “chevron”, para ângulos de 45°, 35° e 20°, com base nos resultados obtidos, foi proposta a seguinte formulação do fator de atrito:

$$f = Ge_3 Re_{eq}^{Ge_4} \quad (3.71)$$

em que:

$$Ge_3 = 3521.1 \left(\frac{b}{D_h} \right)^{4.17} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-7.75} \quad (3.72)$$

$$Ge_4 = -1.024 \left(\frac{b}{D_h} \right)^{0.0925} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-1.3} \quad (3.73)$$

Correlação de Kuo *et al.* (2005)

Kuo *et al.* (2005) estudaram o processo de condensação do fluido R410a num permutador de placas do tipo “chevron”, com ângulos de corrugações de 60°. Deste estudo resultou uma expressão para o cálculo do fator de atrito, dada por:

$$f = 21500 Re_{eq}^{-1.14} Bo^{-0.085} \quad (3.74)$$

Análise e discussão de resultados

4.1 Introdução

O presente capítulo destina-se à apresentação e discussão dos resultados obtidos para o dimensionamento de um condensador a integrar no sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape de um motor de combustão interna, mediante a utilização do ciclo de Rankine.

Na secção 4.2 são apresentadas as condições iniciais consideradas no presente estudo, tendo por base a seleção de três fluidos de trabalho: água, etanol e R245fa. Na secção 4.3 e 4.4 são apresentados, analisados e discutidos os resultados obtidos para os coeficientes de transferência de calor por convecção e para a perda de carga nas três zonas constituintes do permutador, respetivamente.

Na secção 4.5 é efetuado um estudo paramétrico para a otimização do permutador, com o objetivo de obter o melhor compromisso para os parâmetros de desempenho.

4.2 Parametrização do caso de estudo

4.2.1 Fluido de trabalho e fluido refrigerante

O presente trabalho considera o dimensionamento de um condensador para aplicação num sistema de ciclo de Rankine integrado num veículo automóvel. Tendo em conta o estudo efetuado por Bettoja *et al.* (2016) sobre a aplicação do sistema num veículo pesado, considera-se o dimensionamento de um condensador com uma potência térmica de permuta de 60 kW.

Um dos parâmetros iniciais a definir está relacionado com a gama de temperaturas de funcionamento do condensador. Assim, foram adotados para a entrada e saída do fluido de trabalho e fluido refrigerante, os valores indicados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho e fluido refrigerante no condensador.

Fluido de trabalho		Fluido refrigerante	
$T_{wf,in}$ [°C]	$T_{wf,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]
110	80	70	90

O caudal mássico associado ao escoamento do fluido refrigerante envolvido no processo, é obtido através da seguinte equação:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}}{c_{p,c}(T_{c,out} - T_{c,in})} \quad (4.1)$$

onde \dot{Q} é a potência térmica, $c_{p,c}$ o calor específico, $T_{c,in}$ e $T_{c,out}$ as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, respetivamente.

O caudal mássico de fluido de trabalho é calculado através da aplicação da expressão do balanço energético (Eq. 3.4), de que resulta:

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{Q}}{h_{wf,in} - h_{wf,out}} \quad (4.2)$$

onde \dot{Q} é a potência térmica, $h_{wf,in}$ e $h_{wf,out}$ são as entalpias de entrada e saída do fluido de trabalho, respetivamente.

Como referido anteriormente, o dimensionamento do permutador (condensador) é efetuado considerando a divisão do processo em três zonas consecutivas: i) zona de pré-arrefecimento (redução de temperatura do vapor sobreaquecido); ii) zona de condensação; iii) zona de sub-arrefecimento (redução de temperatura do líquido).

Deste modo, é possível através da aplicação do método da diferença média logarítmica de temperatura, discretizar para cada uma das zonas, as temperaturas envolvidas na entrada e saída, assim como, as potências térmicas associadas a cada zona do permutador.

Na Tabela 4.2 são apresentadas as temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho em cada zona do permutador. Os valores da temperatura de condensação são mantidos os mesmos independentemente do fluido de trabalho (água, etanol ou R245fa); assim,

consoante o fluido de trabalho selecionado, é definida a pressão de condensação, tal como indicado na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Temperaturas do fluido de trabalho na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.

Fluido Trabalho	P_{cond} [bar]	Sub-arrefecedor		Condensador		Pré-arrefecedor	
		$T_{wf,out}$ [°C]	$T_{wf,in}$ [°C]	$T_{wf,out}$ [°C]	$T_{wf,in}$ [°C]	$T_{wf,out}$ [°C]	$T_{wf,in}$ [°C]
Água	1.01	80	100	100	100	100	110
Etanol	2.25						
R245fa	12.60						

Na Tabela 4.3 são indicados os valores de entalpia associados aos diferentes fluidos de trabalho estudados (água, etanol e R245fa), a que está inerente o respetivo caudal mássico obtido para o escoamento.

Tabela 4.3 - Entalpias do fluido de trabalho na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.

Fluido Trabalho	\dot{m}_{wf} [kg/s]	Sub-arrefecedor		Condensador		Pré-arrefecedor	
		$h_{wf,out}$ [kJ/kg]	$h_{wf,in}$ [kJ/kg]	$h_{wf,out}$ [kJ/kg]	$h_{wf,in}$ [kJ/kg]	$h_{wf,out}$ [kJ/kg]	$h_{wf,in}$ [kJ/kg]
Água	0.0254	335.01	419.17	419.17	2675.60	2675.60	2696.20
Etanol	0.0670	420.07	486.17	486.17	1296.00	1296.00	1315.50
R245fa	0.3367	309.20	339.79	339.79	474.26	474.26	487.38

Na Tabela 4.4 são apresentados os valores da potência térmica envolvida e as respetivas percentagens nas diferentes zonas do permutador de calor.

Tabela 4.4 - Potências térmicas envolvidas em cada zona do permutador.

Fluido Trabalho	Sub-arrefecedor		Condensador		Pré-arrefecedor	
	$\dot{Q}_{wf,f}$ [W]	$\frac{\dot{Q}_{wf,f}}{\dot{Q}_{total}}$ [%]	$\dot{Q}_{wf,c}$ [W]	$\frac{\dot{Q}_{wf,c}}{\dot{Q}_{total}}$ [%]	$\dot{Q}_{wf,v}$ [W]	$\frac{\dot{Q}_{wf,v}}{\dot{Q}_{total}}$ [%]
Água	2138.58	3.56	57337.96	95.56	523.46	0.87
Etanol	4429.16	7.38	54264.21	90.44	1306.63	2.18
R245fa	10300.82	17.17	45281.18	75.47	4418.00	7.36

A Tabela 4.4 mostra que independentemente do fluido de trabalho, a potência térmica de permuta na zona do condensador é a mais elevada. É importante ainda verificar que a

potência térmica de permuta na zona do sub-arrefecedor é mais reduzida para a água, sendo mais elevada para o R245fa.

Na Tabela 4.5 são apresentadas as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante nas diferentes zonas do permutador, tendo em conta a utilização da água, etanol e R245fa como fluidos de trabalho.

Tabela 4.5 - Temperaturas do fluido refrigerante (água) na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.

Fluido Trabalho	\dot{m}_c [kg/s]	Sub-arrefecedor		Condensador		Pré-arrefecedor	
		$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]
Água	0.715	70	70.7	70.7	89.8	89.8	90
Etanol			71.5	71.5	89.6	89.6	
R245fa			73.4	73.4	88.5	88.5	

A Tabela 4.6 mostra a diferença média logarítmica de temperatura verificada em cada zona do permutador, na utilização dos diferentes fluidos de trabalho.

Tabela 4.6 - Diferença média logarítmica de temperatura em cada zona do permutador.

Fluido Trabalho	Sub-arrefecedor	Condensador	Pré-arrefecedor
	ΔT_{ml} [°C]	ΔT_{ml} [°C]	ΔT_{ml} [°C]
Água	17.9	18.1	14.5
Etanol	17.7	18.0	14.7
R245fa	17.0	18.0	15.3

4.2.2 Definição da geometria do permutador

Os estudos desenvolvidos por Haller *et al.* (2014) e Bettoja *et al.* (2016) sobre a integração do ciclo de Rankine na recuperação de energia térmica do escape em veículos automóveis, permitiram concluir que a seleção de um condensador de arrefecimento indireto utilizando um permutador de placas, revela-se adequada para a presente aplicação. Tendo o intuito de alcançar o objetivo proposto de dimensionar as três zonas distintas, torna-se necessário considerar inicialmente a potência térmica de permuta requerida para o condensador, assim como, as características geométricas de referência.

Para isso, tem-se por referência o condensador desenvolvido pela empresa *SWEP (B10 M-Pressure BPHE Technical Data)*, cuja representação esquemática e dimensões mais relevantes são apresentadas na Figura 4.1.

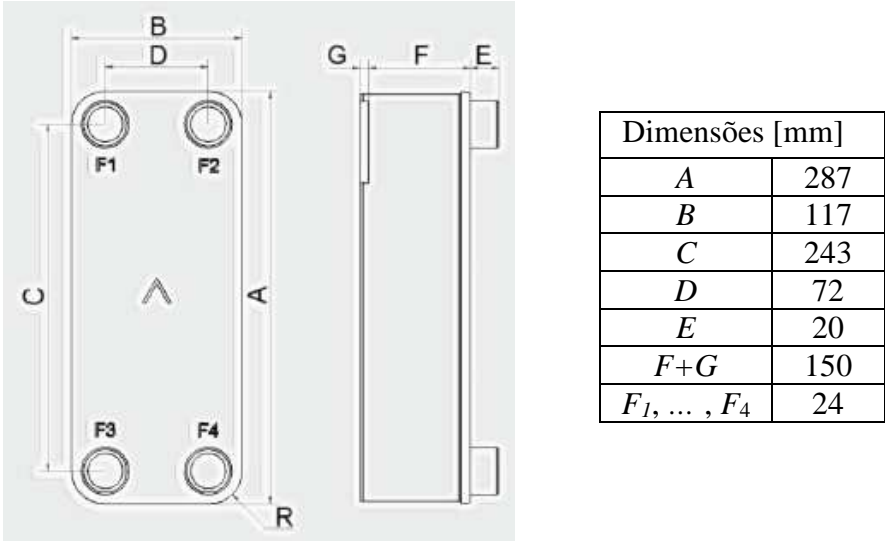


Figura 4.1 - Representação esquemática e dimensões do condensador considerado (*B10 M-Pressure BPHE Technical Data*).

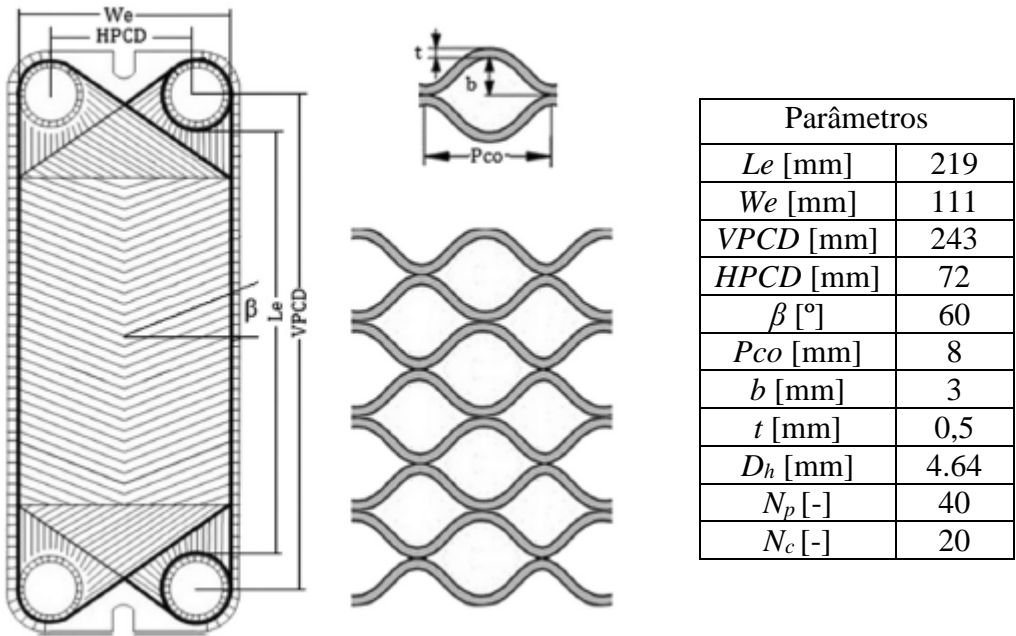


Figura 4.2 - Geometria das placas tipo “chevron” considerando os respectivos parâmetros geométricos, adaptado de Imran *et al.* (2015).

Para além de aspetos inerentes à geometria externa do condensador, é necessário definir a geometria das placas no interior do permutador. Tal como apresentado na secção 3.2.5, é

considerado um permutador de placas do tipo “chevron”, sendo a geometria das placas e as dimensões mais relevantes associadas a cada placa, apresentadas na Figura 4.2, adaptado de Imran *et al.* (2015).

A conjugação das dimensões externas do permutador com as dimensões interiores inerentes ao tipo de placas utilizado, permite determinar o número total de placas a utilizar (N_p), assim como, o número de canais (N_c) e o diâmetro hidráulico (D_h).

4.3 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor

A presente secção apresenta os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por convecção para cada zona do condensador, assim como a definição da área associada a cada parte.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em regime monofásico, a metodologia de cálculo é efetuada de modo similar, tanto para o fluido refrigerante como para o fluido de trabalho (ver secção 3.2.6).

Para o regime de escoamento bifásico (condensação do fluido de trabalho), a revisão bibliográfica efetuada (ver secção 3.2.7) revela que não existem correlações genéricas para aplicação em permutadores de placas. Desse modo, para além das correlações para placas, e pela existência de diversos modelos de cálculo de transferência de calor em condensação para escoamentos bifásicos em tubos, optou-se por aplicar e verificar a aplicabilidade dessas correlações às condições dos permutadores de placas, representativas do presente estudo.

Nas secções seguintes são apresentados e discutidos os resultados obtidos através da aplicação desses métodos, seguindo os procedimentos apresentados ao longo da secção 3.2.6 e secção 3.2.7 para o regime monofásico e regime bifásico, respetivamente.

4.3.1 Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido refrigerante

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido refrigerante aplicou-se a correlação desenvolvida por Kumar (1984) para permutadores de placas (Eq. 3.21). A Tabela 4.7 apresenta o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido refrigerante considerando o caudal mássico correspondente às condições de

operação para a potência térmica requerida (60 kW) e a geometria do permutador apresentada na Figura 4.2, a que corresponde um diâmetro hidráulico D_h de 4.64 mm. A Tabela 4.7 inclui ainda os valores do fluxo mássico (G), do número de Reynolds (Re), do número de Prandtl (Pr), do número de Nusselt (Nu) e da condutividade térmica (k), sendo que $Re = 1388.75$ indica que o escoamento do fluido refrigerante ocorre em regime laminar.

Tabela 4.7 - Resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido refrigerante (água).

\dot{m}_r [kg/s]	G [kg/m ² s]	Re [-]	Pr [-]	Nu [-]	k [W/mK]	h_r [W/m ² K]
0.715	107.31	1388.75	2.25	22.92	0.669	3303.01

O resultado obtido para o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido refrigerante ($h_r = 3303.01$ W/m²K), verifica-se estar de acordo com os valores obtidos por Feru *et al.* (2013) para o fluido refrigerante no condensador ($h_r = 2189$ W/m²K). Feru *et al.* (2013) apresentam um estudo relativo à implementação de um sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape através do ciclo de Rankine, num motor diesel de 12.9 L de um veículo pesado.

4.3.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor associado ao fluido de trabalho, torna-se necessário efetuar cálculos para o escoamento em regime monofásico: i) em vapor, na zona do pré-arrefecedor; ii) em líquido, na zona do sub-arrefecedor. Em ambos os casos aplica-se a correlação de Kumar (1984) para permutadores de placas (Eq. 3.21).

Para regime bifásico em condensação, em que o fluido de trabalho coexiste nos estados líquido e vapor, são apresentados os resultados obtidos pelas correlações propostas por Yan *et al.* (1999) e Han *et al.* (2003) para aplicação em permutadores de placas, assim como, a adaptação dos estudos efetuados por Shah (1979) e Kim e Mudawar (2014) em permutadores de tubos.

4.3.2.1 Regime monofásico - vapor

O fluido de trabalho na zona de pré-arrefecimento do permutador encontra-se no estado de vapor sobreaquecido. A Tabela 4.8 apresenta os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por convecção na zona de pré-arrefecimento para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

Tabela 4.8 - Resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor por convecção na zona de pré-arrefecimento (vapor sobreaquecido) do fluido de trabalho (água, etanol e R245fa).

Fluido Trabalho	\dot{m}_{wf} [kg/s]	G [kg/m ² s]	Re [-]	Pr [-]	Nu [-]	k [W/mK]	h_g [W/m ² K]
Água	0.0254	3.82	1426.1	1.01	17.86	0.0254	97.8
Etanol	0.0670	10.06	4181.2	0.88	36.41	0.0247	193.5
R245fa	0.3367	50.56	17348.1	0.88	98.76	0.0203	431.1

A Tabela 4.8 permite verificar que o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido de trabalho água ($h_g = 97.8 \text{ W/m}^2\text{K}$) é muito inferior ao obtido para o etanol e R245fa, o que poderá ser justificado pelo facto de o regime de escoamento para o fluido de trabalho água ser laminar.

Para o etanol, ocorre um aumento do número de Reynolds ($Re = 4181.2$), indicativo que o escoamento se processa em regime transitório, refletindo-se num aumento do número de Nusselt ($Nu = 36.41$) e consequentemente do coeficiente de transferência de calor por convecção ($h_g = 193.5 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Para o R245fa, o elevado caudal mássico ($\dot{m}_{wf} = 0.3367 \text{ kg/s}$), resultado da menor variação de entalpia de mudança de fase, conduz a um regime de escoamento turbulento ($Re = 17348.1$), o que se traduz num aumento significativo do número de Nusselt e por consequência do coeficiente de transferência de calor por convecção ($h_g = 431.1 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Em geral, o coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido de trabalho na zona de vapor sobreaquecido (h_g) é muito inferior ao do fluido refrigerante ($h_r = 3303.01 \text{ W/m}^2\text{K}$), o que se deve essencialmente ao facto da condutividade térmica do fluido de trabalho na fase de vapor ser reduzida.

4.3.2.2 Regime monofásico - líquido

Para a zona de sub-arrefecimento, em que o fluido de trabalho se encontra no estado líquido, os resultados do cálculo são espelhados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Resultados obtidos no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção para a zona de sub-arrefecimento do fluido de trabalho (líquido).

Fluido Trabalho	\dot{m}_{wf} [kg/s]	G [kg/m ² s]	Re [-]	Pr [-]	Nu [-]	k [W/mK]	h_f [W/m ² K]
Água	0.0254	3.82	55.8	1.98	3.23	0.675	468.5
Etanol	0.0670	10.06	124.2	8.21	7.91	0.151	256.6
R245fa	0.3367	50.56	1245.2	4.25	26.23	0.068	382.0

A Tabela 4.9 mostra que na zona de sub-arrefecimento, o escoamento se desenvolve em regime laminar, independentemente do fluido de trabalho. Nesta zona do permutador, o coeficiente de transferência de calor por convecção é mais elevado para o fluido de trabalho água ($h_f = 468.5 \text{ W/m}^2\text{K}$), o que se deve essencialmente à condutividade térmica para a água ($k = 0.675 \text{ W/mK}$) ser superior à do etanol ($k = 0.151 \text{ W/mK}$) e à do R245fa ($k = 0.068 \text{ W/mK}$).

Comparando com a zona de pré-arrefecimento e considerando o fluido de trabalho água, existe um aumento considerável do coeficiente de transferência de calor por convecção, que se deve à condutividade térmica da água no estado líquido ($k = 0.675 \text{ W/mK}$) ser muito superior à condutividade térmica no estado gasoso ($k = 0.0254 \text{ W/mK}$), e não obstante de o número de Reynolds ($Re = 55.8$) e o número de Nusselt ($Nu = 3.23$) apresentarem valores muito reduzidos, o valor do coeficiente de transferência de calor obtido para o estado líquido ($h_f = 468.5 \text{ W/m}^2\text{K}$) é superior ao obtido para o estado gasoso ($h_g = 97.8 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Considerando a análise do fluido de trabalho etanol, regista-se uma ligeira subida do coeficiente de transferência de calor por convecção, estando relacionada com os motivos enumerados para o aumento verificado na água, ou seja, a maior condutividade térmica do etanol no estado líquido ($k = 0.151 \text{ W/mK}$) quando comparada com o estado gasoso ($k = 0.0247 \text{ W/mK}$), é determinante para o valor do coeficiente de transferência de calor no estado líquido ($h_f = 256.6 \text{ W/m}^2\text{K}$) ser superior ao calculado para o estado gasoso ($h_g = 193.5 \text{ W/m}^2\text{K}$), embora o regime de escoamento tenha passado a laminar.

Analisando o fluido de trabalho R245fa, verifica-se uma redução do coeficiente de transferência de calor por convecção do estado gasoso ($h_g = 431.1 \text{ W/m}^2\text{K}$) para o estado líquido ($h_f = 382.0 \text{ W/m}^2\text{K}$), o que se justifica pela redução significativa do número de Reynolds, passando de regime de escoamento turbulento ($Re = 17348.1$) para laminar ($Re = 1245.2$).

4.3.2.3 Regime bifásico - condensação

Para a zona de escoamento bifásico, os resultados são apresentados em função da percentagem mássica de vapor no escoamento, isto é, da qualidade ou título da mistura (x).

Tendo em consideração os modelos apresentados anteriormente na secção 3.2.7, são apresentados de seguida os resultados da aplicação das correlações às condições do problema em estudo, considerando a utilização dos fluidos de trabalho: água, etanol e R245fa.

Transferência de calor na condensação da água

Na Figura 4.3 são apresentados os resultados obtidos através da aplicação de diferentes correlações, que permitem quantificar a variação do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura. Dos modelos apresentados, os desenvolvidos pelos autores Yan *et al.* (1999) e Han *et al.* (2003), são para aplicação em permutadores de placas, enquanto que, os modelos desenvolvidos por Shah (1979) e Kim e Mudawar (2014) são adaptações de estudos correspondentes a permutadores de tubos.

A Figura 4.3 permite observar que na generalidade dos modelos, ocorre um aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção com o aumento do título, o que está associado a uma maior predominância da fase de vapor no escoamento, sendo que os valores mais elevados do coeficiente de transferência de calor por convecção são obtidos para os modelos desenvolvidos para permutadores de placas. Especificamente, a correlação de Han *et al.* (2003) apresenta valores entre 18000 e 25000 $\text{W/m}^2\text{K}$. Por outro lado a correlação de Kim e Mudawar (2014), é aquela que apresenta valores mais elevados para a condensação em permutadores de tubos, com resultados no intervalo entre 3000 e 7000 $\text{W/m}^2\text{K}$.

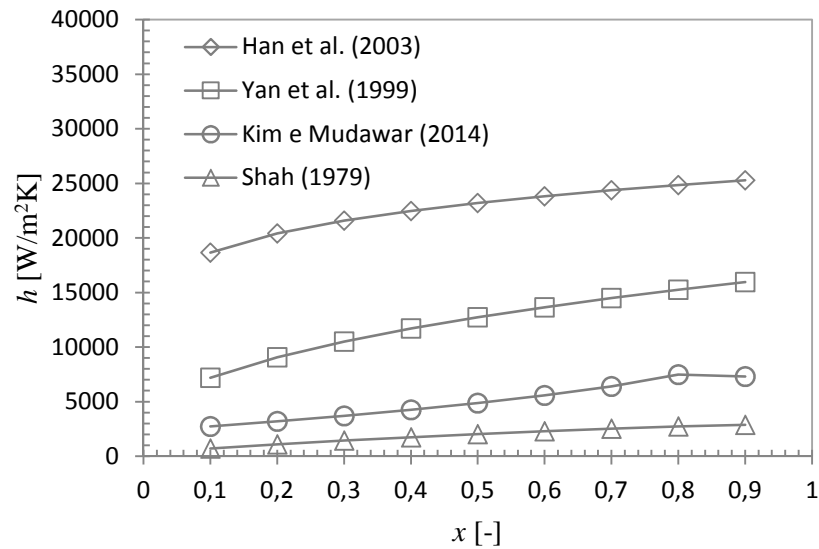


Figura 4.3 - Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura para as diferentes correlações utilizando a água como fluido de trabalho.

Feru *et al.* (2013) num estudo relativo à implementação de um sistema de recuperação de energia térmica dos gases de escape através do ciclo de Rankine num veículo pesado, apresenta um valor médio do coeficiente de transferência de calor para o fluido de trabalho no condensador de $2730 \text{ W/m}^2\text{K}$, sendo inferior aos valores obtidos pelas correlações referidas anteriormente. Como o estudo referido não especifica o tipo de permutador utilizado, nem as respetivas condições de funcionamento do condensador, para comparações futuras serão consideradas as correlações de Han *et al.* (2003) e Kim e Mudawar (2014).

Transferência de calor na condensação do etanol

Efetuada uma análise análoga para o etanol como fluido de trabalho, os resultados obtidos estão representados no gráfico da Figura 4.4.

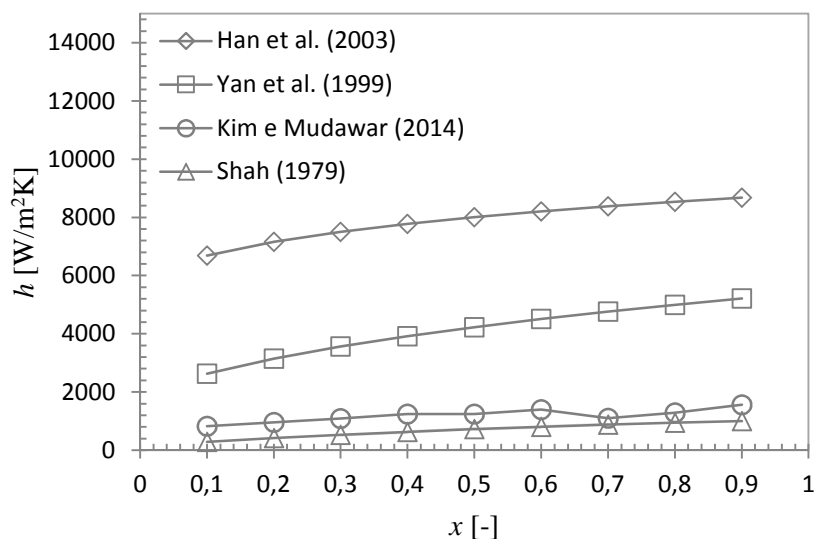


Figura 4.4 - Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura para as diferentes correlações utilizando o etanol como fluido de trabalho.

Pela observação da evolução do coeficiente de transferência de calor por convecção para o etanol, verifica-se a mesma tendência registrada para água. Novamente as correlações desenvolvidas a partir de estudos efetuados para permutadores de placas são as que apresentam resultados mais otimistas, sendo o modelo proposto por Han *et al.* (2003) o que apresenta valores do coeficiente de transferência de calor por convecção mais elevados entre os 6500 e 8500 W/m²K, tendência verificada no estudo comparativo em condensadores de placas efetuado por Eldeeb *et al.* (2014). A correlação proposta por Kim e Mudawar (2014) para tubos, prevê valores entre 800 e 1600 W/m²K. Assim para efeitos de dimensionamento do condensador considerou-se a correlação proposta por Han *et al.* (2003).

Em comparação com os valores obtidos para a água, para o etanol verifica-se uma redução significativa do coeficiente de transferência de calor, o que se pode atribuir à menor condutividade térmica do etanol no estado líquido ($k = 0.151$ W/mK) quando comparada com a condutividade térmica da água ($k = 0.675$ W/mK).

Transferência de calor na condensação do R245fa

Para o fluido de trabalho orgânico R245fa, a aplicação das correlações selecionadas está refletida na Figura 4.5.

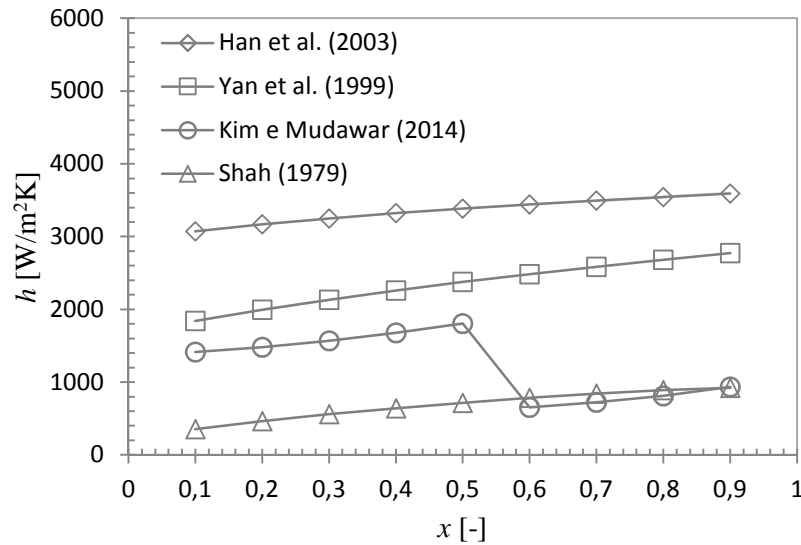


Figura 4.5 - Coeficiente de transferência de calor por convecção em função do título da mistura para as diferentes correlações utilizando o R245fa como fluido de trabalho.

A observação da Figura 4.5, permite verificar que a correlação que apresenta valores mais elevados é a desenvolvida por Han *et al.* (2003) para permutadores de placas, apresentando valores entre 3000 e 3600 W/m²K. Analisando os valores obtidos através da correlação proposta por Kim e Mudawar (2014), verifica-se uma oscilação da tendência de evolução inicial, quando o título da mistura é $x = 0,5$ (50% de vapor). Deste ponto de vista, caracterizam-se duas partes distintas, uma em que o escoamento é dominado pela fase gasosa e outro pela fase líquida. Em condensação, a parte do escoamento em que existe mais fluido na fase de vapor é caracterizada por um escoamento anular, sendo a que prevalece com o fluido no estado líquido, característica do escoamento de tipo “slug” e “bubbly”, tal como é possível observar na Figura 3.2, ver secção 3.2.4.

Em termos de cálculo, e tal como refletido na Figura 4.5, a correlação adota diferentes formulações consoante o tipo de regime existente. Como tal, para um título $0,1 < x < 0,5$, o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, situa-se entre 1400 e 1800 W/m²K, enquanto para um título $0,6 < x < 0,9$ decresce para valores entre 650 e 900 W/m²K.

As previsões para o coeficiente de transferência de calor obtidas através da correlação proposta por Han *et al.* (2003) para o fluido R245fa, apresentam resultados inferiores aos obtidos para o etanol (6500 a 8500 W/m²K) e muito inferiores aos obtidos para a água (18000 a 25000 W/m²K). Esta observação, pode em grande parte ser explicada pelo facto de a condutividade térmica na fase de líquido do R245fa (0.068 W/mK) ser mais baixa que para

o etanol (0.151 W/mK), e cerca de uma ordem de grandeza inferior à da água (0.675 W/mK). Os valores da condutividade térmica indicados são para líquido, para vapor os valores são mais aproximados, $k = 0.0254$ W/mK, $k = 0.0247$ W/mK e $k = 0.0205$ W/mK, para água, etanol e R245fa, respetivamente.

4.3.3 Resistências térmicas

Na análise do processo de transferência de calor num permutador é particularmente relevante quantificar a influência das diferentes resistências térmicas. Para o permutador em estudo, contabilizam-se as resistências térmicas de convecção associadas ao escoamento do fluido de trabalho e do fluido refrigerante, e a resistência térmica de condução que ocorre nas placas do condensador. O modelo prevê ainda a possibilidade de contabilização das resistências de sujamento (*fouling*, na literatura inglesa), tal como apresentado na secção 3.2.1.

Resistências térmicas do fluido refrigerante e fluido de trabalho

A resistência térmica que ocorre no escoamento do fluido refrigerante é obtida pela expressão:

$$R''_r = \frac{1}{h_r} \quad (4.3)$$

em que h_r é o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido refrigerante.

De modo similar, o cálculo da resistência por convecção do fluido de trabalho é dado por:

$$R''_{wf} = \frac{1}{h_{wf}} \quad (4.4)$$

em que h_{wf} é o coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido de trabalho, sendo considerados valores distintos para as três zonas do permutador, nomeadamente, o pré-arrefecedor (vapor), condensador (regime bifásico) e sub-arrefecedor (líquido).

Resistência térmica de condução

A resistência térmica de condução é dada em função do tipo de material escolhido para as placas do permutador. A resistência de condução nas paredes dos canais formados pelas placas, é dada pela expressão:

$$R''_w = \frac{e_p}{k} \quad (4.5)$$

onde e_p é a espessura da placa e k a condutividade do material da placa. O material das placas é aço inoxidável SMO 254 (tem um índice mais elevado de molibdénio relativamente ao aço inoxidável AISI 316), sendo considerado o valor médio $k = 16.5 \text{ W/mK}$.

Influência das resistências térmicas na transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor U é dado pela expressão:

$$U = \frac{1}{R''_t} \quad (4.6)$$

em que R''_t é a resistência térmica total, correspondendo à soma das resistências mencionadas anteriormente.

As Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 mostram a influência que cada tipo de resistência térmica tem na avaliação da transferência de calor nas diferentes zonas do permutador, sendo apresentados os resultados para a utilização dos fluidos de trabalho (água, etanol e R245fa).

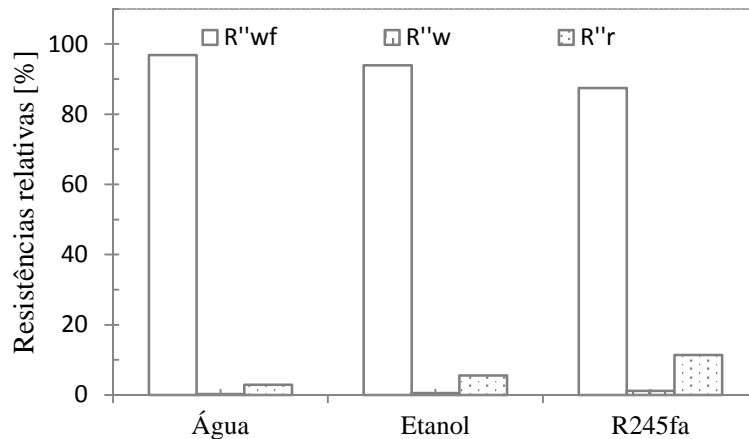


Figura 4.6 - Resistências relativas (R''_{wf} , R''_w , R''_r) no pré-arrefecedor, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

A Figura 4.6 permite verificar que na zona do pré-arrefecedor, a resistência relativa de convecção do fluido de trabalho, domina o processo de transferência e calor, com mais de 85% de influência no valor de U para os diferentes fluidos de trabalho.

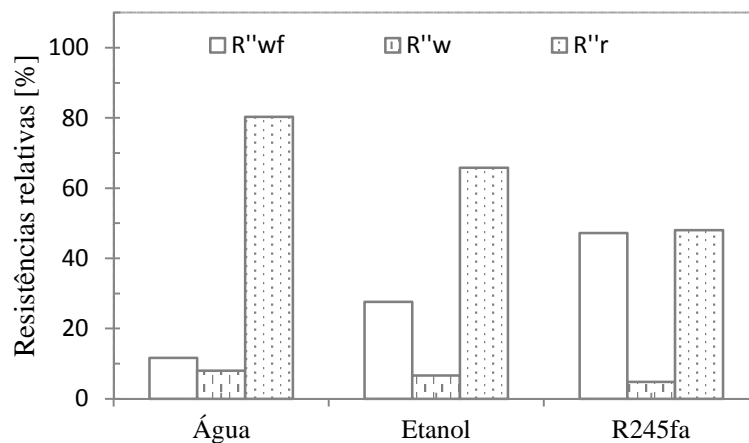


Figura 4.7 - Resistências relativas (R''_{wf} , R''_w , R''_r) no condensador, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

Para a zona do condensador, em que ocorre a mudança de fase para o fluido de trabalho, tal como representado na Figura 4.7, são utilizados os resultados do coeficiente de transferência de calor por convecção obtidos pela aplicação da correlação de Han *et al.* (2003) para permutadores de placas.

A Figura 4.7 mostra que para o fluido de trabalho água, a resistência relativa de convecção do fluido refrigerante representa cerca de 80%. Para o etanol, a resistência relativa do fluido

refrigerante diminui para 66%, aumentando a referente ao fluido de trabalho para cerca de 27%. Para o R245fa, a resistência relativa inerente ao fluido de trabalho é de 47% e ao fluido refrigerante de 48%.

Quanto à zona do sub-arrefecedor representada na Figura 4.8, a resistência relativa dominante é a do fluido de trabalho, que se encontra no estado líquido, com mais de 85% de influência para os diferentes fluidos de trabalho utilizados.

De referir ainda, que a resistência de condução, correspondente à condução de calor através das paredes do permutador, tem para as diferentes zonas consideradas, uma influência residual ($< 15\%$) na análise do processo de transferência de calor.

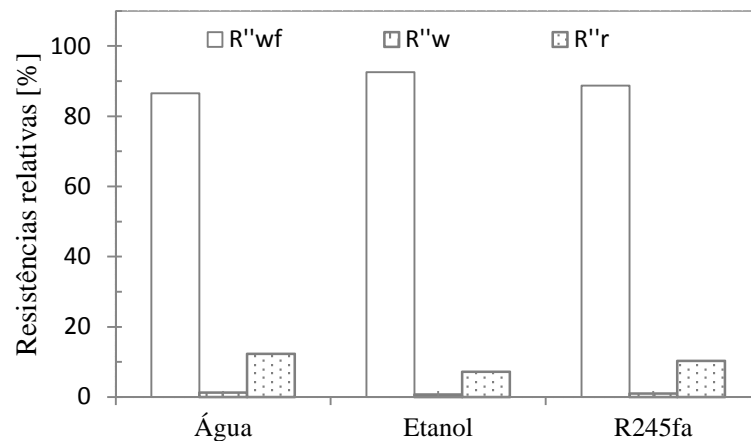


Figura 4.8 - Resistências relativas (R''_{wf} , R''_w , R''_r) no sub-arrefecedor, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

4.3.4 Dimensões do permutador

Na Tabela 4.10 são apresentadas as dimensões obtidas para as diferentes zonas do permutador, considerando os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa, tendo em conta, a manutenção da largura efetiva do permutador constante, $We = 0.111$ m.

Tabela 4.10 - Dimensões do permutador para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa ($N_p = 40$).

Fluido Trabalho	L_f [m]	$L_{cond,c}$ [m]	$L_{cond,p}$ [m]	L_v [m]	$L_{total,c}$ [m]	$L_{total,p}$ [m]	V_c [L]	V_p [L]
Água	0.066	0.379	0.269	0.086	0.531	0.421	8.84	7.01
Etanol	0.239	0.797	0.312	0.110	1.146	0.661	19.08	11.01
R245fa	0.404	0.650	0.358	0.172	1.226	0.933	20.41	15.54

Na Tabela 4.10 L_f é o comprimento da zona do sub-arrefecedor; $L_{cond,c}$ e $L_{cond,p}$ é o comprimento do condensador utilizando a correlação de Kim e Mudawar (2014) para microcanais ou a correlação de Han *et al.* (2003) para placas, respetivamente; L_v é o comprimento da zona do pré-arrefecedor; V_c e V_p o volume total do permutador, considerando a utilização da correlação de Kim e Mudawar (2014) para microcanais ou a correlação de Han *et al.* (2003) para placas, respetivamente.

Pela análise da Tabela 4.10, verifica-se que a utilização do modelo desenvolvido por Han *et al.* (2003) para permutadores de placas, permite o dimensionamento de um permutador mais compacto, em comparação com as dimensões obtidas através da aplicação da correlação universal de Kim e Mudawar (2014) para permutadores de tubos, tendência que é transversal aos diferentes fluidos de trabalho considerados.

Também é possível verificar que o fluido de trabalho que possibilita a obtenção de um permutador com menores dimensões é a água ($V_p = 7.01$ L), seguindo-se o etanol ($V_p = 11.01$ L) e o R245fa ($V_p = 15.54$ L).

4.4 Perda de carga

Na presente secção são apresentados os resultados para a perda de carga em cada zona do permutador. Para o cálculo da perda de carga em regime monofásico, no pré-arrefecedor e sub-arrefecedor, o método de cálculo é similar, com a contabilização dos efeitos de atrito e da passagem pelos orifícios de entrada e saída do permutador.

Durante a fase de condensação do fluido de trabalho, onde coexistem as fases líquida e de vapor, considera-se a influência da gravidade, desaceleração devido à variação de densidade do fluido de trabalho, e atrito na passagem pelo interior do permutador. A perda de carga por atrito, não tem uma forma generalizada de cálculo em regime bifásico. Como tal, serão

comparadas diferentes correlações, tal como apresentado na secção 3.2.10, e seleccionada a que melhor se adapte ao problema em estudo.

4.4.1 Regime monofásico

Nas Tabelas 4.11 e 4.12, são contabilizados os efeitos da perda de carga em regime monofásico, tendo em consideração a zona do pré-arrefecedor (vapor) e do sub-arrefecedor (líquido) para os três fluidos de trabalho: água, etanol e R245fa. As Tabelas 4.11 e 4.12 indicam a velocidade do escoamento (v), a massa volúmica da mistura (ρ), o fator de atrito (f), a perda de carga por atrito (Δp_F), a perda de carga nas portas (Δp_{portas}) e a perda de carga total (Δp_{total}).

A perda de carga é calculada mediante a utilização da relação definida por Azevedo (2005) para permutadores de placas, tal como exposto na secção 3.2.9, em que a perda de carga total em regime monofásico corresponde à soma da perda de carga por atrito e as perdas de carga localizadas nas condutas de entrada e saída, como definido na Equação 4.7:

$$\Delta P_t = \Delta P_F + \Delta P_{portas} = f \frac{4L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} + 1.4 \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (4.7)$$

em que o fluxo mássico de escoamento nas condutas distribuidoras, é definido pelo caudal de passagem por área de conduta:

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (4.8)$$

Tabela 4.11- Perda de carga na zona de pré-arrefecimento do fluido de trabalho (vapor sobreaquecido).

Fluido Trabalho	\dot{m} [kg/s]	v [m/s]	ρ [kg/m ³]	L_v [m]	f [-]	Δp_F [Pa]	Δp_{portas} [Pa]	Δp_{total} [Pa]
Água	0.0254	6.38	0.60	0.086	0.159	145.1	1899.3	2044.4
Etanol	0.0670	2.85	3.53	0.110	0.127	174.9	2247.4	2422.3
R245fa	0.3367	0.69	72.78	0.172	0.093	251.2	2863.6	3114.9

A Tabela 4.11 mostra que na zona do pré-arrefecedor, independentemente do fluido de trabalho, existe uma prevalência da perda de carga associada às portas de entrada no

permutador, sendo a perda de carga associada ao atrito cerca de uma ordem de grandeza inferior.

A perda de carga total para a água (2044.4 Pa) é inferior ao etanol (2422.3 Pa) e R245fa (3114.9 Pa), sendo que de modo similar, para a água a perda de carga nas portas (1899.3 Pa) é inferior ao etanol (2247.4 Pa) e R245fa (2863.6 Pa). Como o caudal mássico do escoamento associado à água (0.0254 kg/s) é inferior ao etanol (0.0670 kg/s) e ao R245fa (0.3367 kg/s), traduz-se num menor fluxo mássico de escoamento nas condutas distribuidoras G_p , verificando-se uma menor perda de carga associada.

Tabela 4.12 - Perda de carga na zona de sub-arrefecimento do fluido de trabalho (líquido).

Fluido Trabalho	\dot{m} [kg/s]	v [m/s]	ρ [kg/m ³]	L_f [m]	f [-]	Δp_F [Pa]	Δp_{portas} [Pa]	Δp_{total} [Pa]
Água	0.0254	0.004	958.35	0.066	0.516	0.2	1.2	1.4
Etanol	0.0670	0.014	713.14	0.239	0.358	5.1	10.5	15.6
R245fa	0.3367	0.046	1093.30	0.404	0.164	64.4	165.2	229.6

A Tabela.4.12 mostra que para a zona do sub-arrefecedor, em que o fluido de trabalho se encontra totalmente no estado líquido, a tendência de variação da perda de carga para os três fluidos mantém-se. Contudo, comparativamente com a zona de vapor (ver Tabela 4.11) a perda de carga é muito menor, sendo praticamente desprezável.

Os resultados são explicados pelo facto do fluido de trabalho na fase de vapor, atingir velocidades muito elevadas à entrada do pré-arrefecedor, 6.38 m/s no caso da água ao invés do fluido de trabalho no estado líquido, aquando da entrada no sub-arrefecedor, que apresenta velocidades muito reduzidas, 0.004 m/s no caso da água.

4.4.2 Regime bifásico - condensação

Para a zona de escoamento bifásico, no cálculo da perda de carga devido ao atrito durante o processo de condensação, são analisadas diferentes correlações disponíveis na literatura, de modo a identificar o que melhor se adapte às condições do permutador em estudo.

Perda de carga na condensação da água

De modo a elucidar a variação do gradiente de pressão ao longo do condensador, a Figura 4.9 apresenta o gradiente de pressão devido à influência do atrito, reportando-se na zona de condensação, ao modelo definido por Friedel (1985) adaptado a um permutador de 40 placas, que utiliza a água como fluido de trabalho. Também é representado a título comparativo o gradiente de pressão para regime monofásico, tendo em consideração a correlação de Kumar (1984) para placas e a correlação de Kim e Mudawar (2014) para canais.

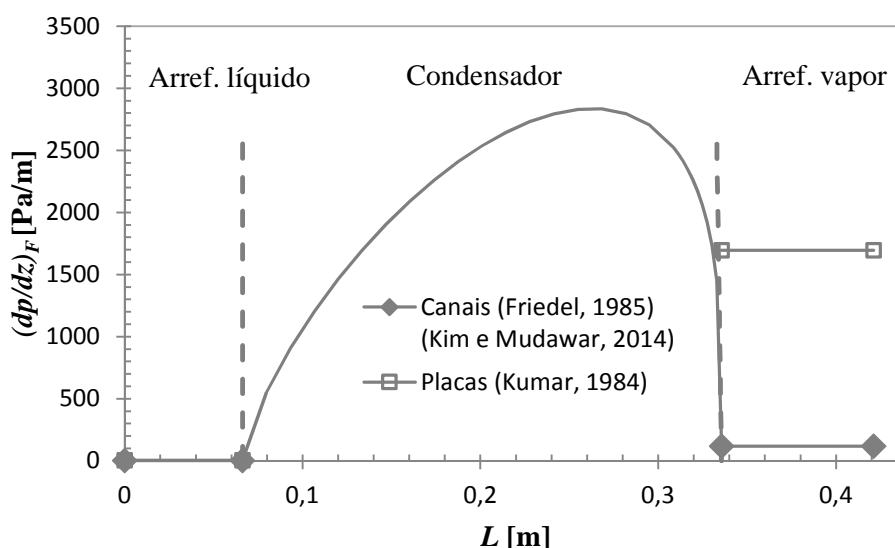


Figura 4.9 - Gradiente de pressão devido ao atrito ao longo do condensador, para a água como fluido de trabalho.

A Figura 4.9 mostra que na zona de mudança de fase de vapor para líquido (condensação), ocorre um máximo do gradiente de pressão de cerca de 2830 Pa/m, decrescendo posteriormente até o fluido de trabalho se encontrar totalmente no estado líquido. A evolução do gradiente de pressão obtido, está de acordo com o estabelecido na literatura da especialidade, tal como exposto na secção 3.2.8, em que no início da formação da camada líquida junto às paredes dos canais, são criadas instabilidades na interface entre o vapor e o líquido devido às diferenças de velocidade entre as duas fases, o que provoca um aumento do gradiente de pressão. O avanço do processo de condensação é acompanhado por uma

desaceleração axial do escoamento e um decréscimo da diferença de velocidades entre as duas fases, o que promove uma diminuição do gradiente de pressão, tal como representado.

Na zona do sub-arrefecedor em que o fluido de trabalho se encontra no estado líquido, o gradiente de pressão devido ao atrito, apresenta valores muito reduzidos para as correlações testadas.

Na zona do pré-arrefecedor em que o fluido de trabalho se encontra no estado de vapor, a correlação de Kumar (1984) para placas, apresenta valores do gradiente de pressão próximos de 1700 Pa/m, enquanto os valores obtidos pela correlação de Kim e Mudawar (2014) para canais, se aproximam de 120 Pa/m. Como na fase de condensação é utilizada a correlação de Friedel (1985) para canais, o comportamento do gradiente de pressão em regime monofásico, apresenta valores mais coerentes pela aplicação da correlação de Kim e Mudawar (2014). A correlação de Kumar (1984) para placas apresenta valores muito superiores, sendo que neste particular, para futuras representações do gradiente de pressão devido ao atrito, considerar-se-á para o regime monofásico, apenas o modelo definido por Kim e Mudawar (2014) para canais.

Na Figura 4.10 são apresentados os resultados obtidos através de diferentes correlações empíricas, que permitem estimar a perda de carga devido ao atrito, acumulada ao longo do condensador, em função do título da mistura. Dos modelos apresentados, o modelo proposto por Han *et al.* (2003) é para aplicação em permutadores de placas, enquanto que os modelos desenvolvidos por Friedel (1985) e Yan *et al.* (1999) são adaptações de estudos em permutadores de tubos.

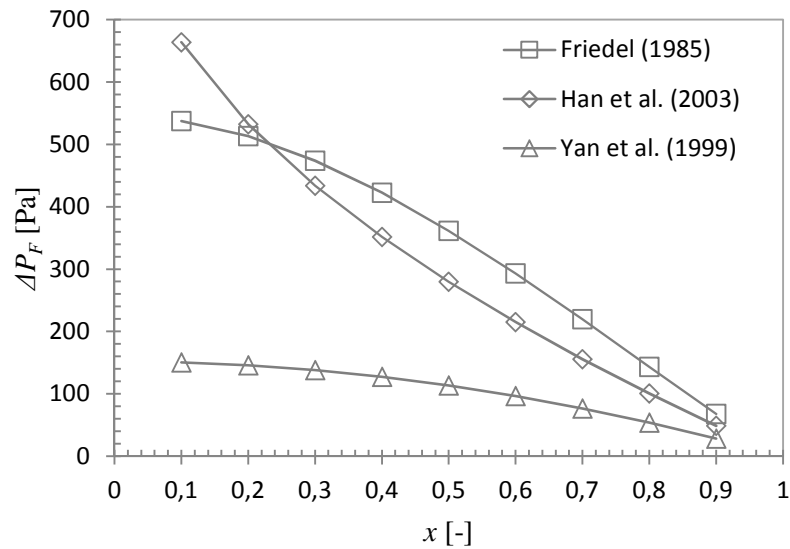


Figura 4.10 - Comparação dos resultados obtidos para a perda de carga por atrito para as diferentes correlações analisadas, utilizando a água como fluido de trabalho.

Pela observação da Figura.4.10 é possível verificar que a correlação proposta por Han *et al.* (2003) para permutadores de placas, é a que permite obter os valores mais elevados de perda de carga acumulada por atrito na zona do condensador, superiores a 600 Pa, sendo que a correlação proposta por Friedel (1985) regista valores superiores a 500 Pa, enquanto a correlação de Yan *et al.* (1999) prevê valores inferiores a 200 Pa.

Perda de carga na condensação do etanol

No gráfico da Figura 4.11 é representado o gradiente de pressão devido à influência do atrito, utilizando o fluido de trabalho etanol. Da interpretação da figura, é possível verificar que a evolução do gradiente de pressão ao longo do condensador, sendo utilizado o modelo definido por Friedel (1985) e adaptado a um permutador de 40 placas, tem a forma esperada e no seu ponto máximo o valor de 1290 Pa/m, sendo inferior ao obtido anteriormente para a água ($dp/dz = 2830$ Pa/m).

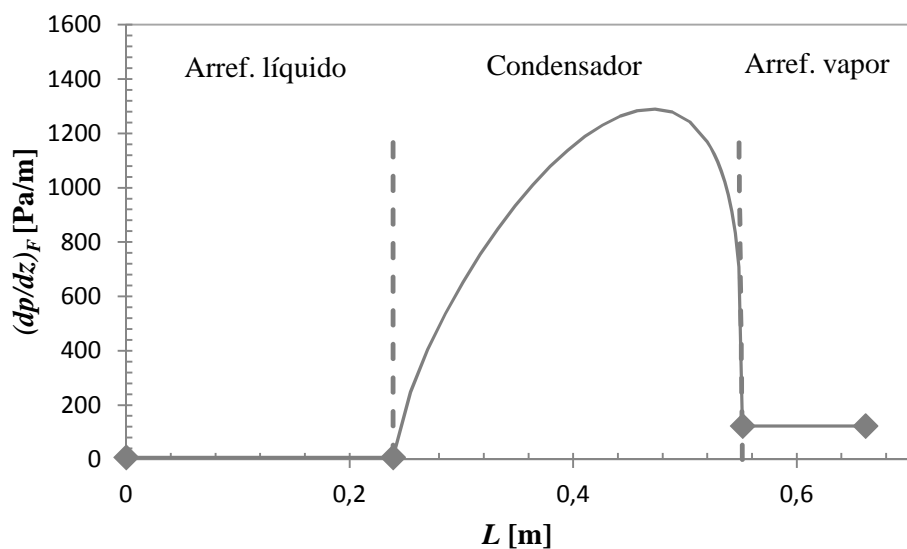


Figura 4.11 - Gradiente de pressão devido ao atrito ao longo do condensador, para o etanol como fluido de trabalho.

Na Figura 4.12 está representada a perda de carga por atrito acumulada em determinado ponto do processo de condensação, sendo que para o caso em análise, a correlação de Han *et al.* (2003) apresenta um valor total superior a 1400 Pa, sendo que para as outras correlações os valores obtidos são muito inferiores (< 300 Pa).

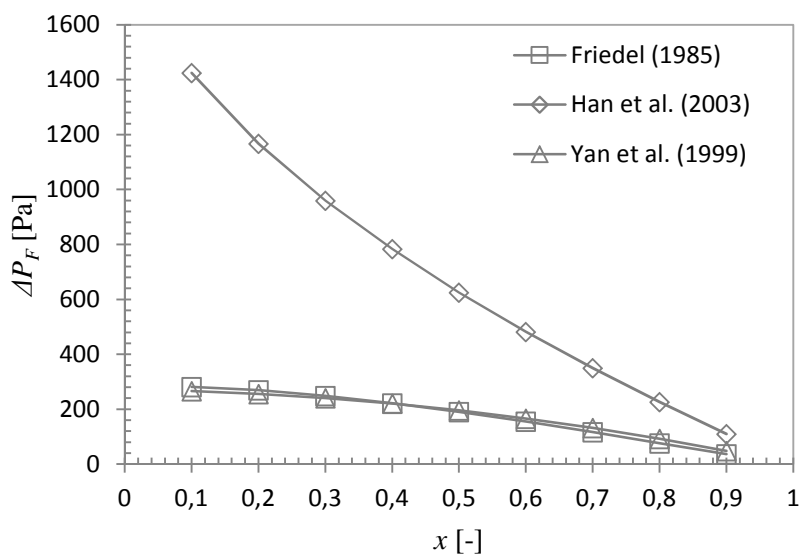


Figura 4.12 - Comparação dos resultados obtidos para a perda de carga por atrito para as diferentes correlações analisadas, utilizando o etanol como fluido de trabalho.

Perda de carga na condensação do R245fa

A Figura 4.13 mostra o gradiente de pressão devido à influência do atrito, utilizando o R245fa como fluido de trabalho. Da interpretação da figura, é possível verificar que a evolução do gradiente de pressão ao longo do condensador, sendo utilizado o modelo definido por Friedel (1985) e adaptado a um permutador de 40 placas, tem a forma esperada e no seu ponto máximo o valor de 267 Pa/m, sendo muito inferior aos valores obtidos para a água ($dp/dz = 2830$ Pa/m) e para o etanol ($dp/dz = 1290$ Pa/m).

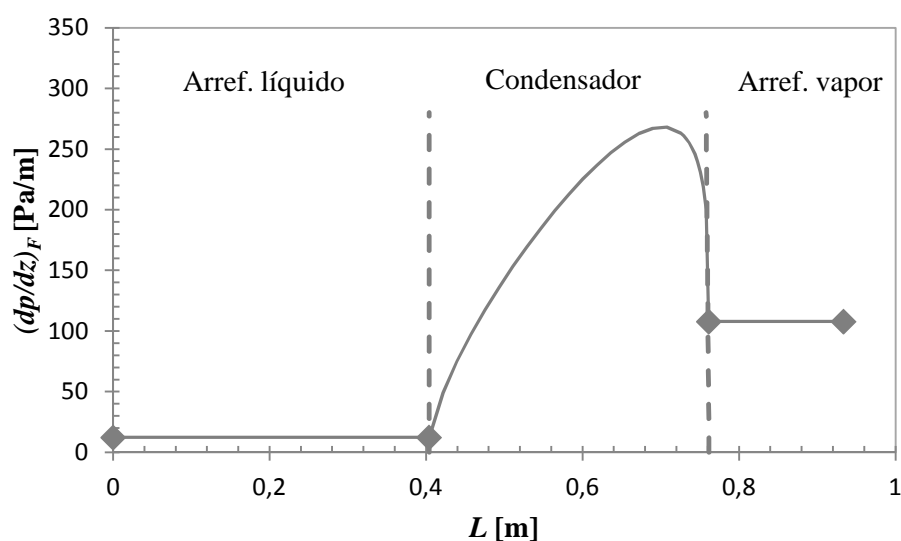


Figura 4.13 - Gradiente de pressão devido ao atrito ao longo do condensador, para o R245fa como fluido de trabalho.

Pela observação da Figura 4.14 é possível verificar, que para o fluido de trabalho R245fa, a generalidade das correlações tem uma descida acentuada nos valores da perda de carga devido ao atrito, sendo que as correlações apresentadas por Han *et al.* (2003) e Yan *et al.* (1999) são as que permitem obter os valores de perda de carga por atrito mais elevados, superiores a 150 Pa, sendo que pela aplicação da correlação de Friedel (1985) se obtêm valores muito reduzidos (< 80 Pa).

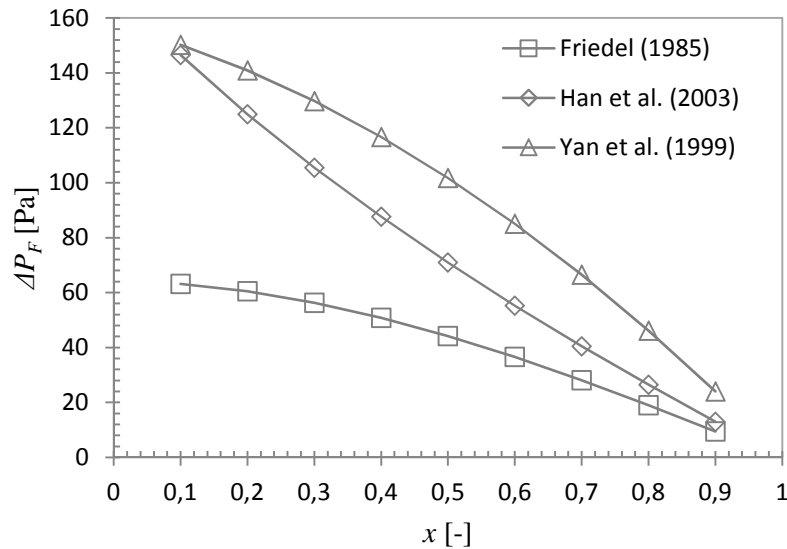


Figura 4.14 - Comparação dos resultados obtidos para a perda de carga por atrito para as diferentes correlações analisadas, utilizando o R245fa como fluido de trabalho.

Perante a comparação dos resultados apresentados, mesmo tendo em consideração que as correlações experimentais analisadas são adaptações ao problema em estudo, a correlação de Friedel (1985) por apresentar uma evolução do gradiente de pressões próxima do esperado, embora os valores absolutos de perda de carga por atrito sejam muito reduzidos, subestimando a perda de carga real, será a selecionada para a modelação do presente estudo.

A Tabela 4.13 mostra para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa, a avaliação da perda de carga associada a diferentes fenómenos relacionados com o escoamento durante a fase de condensação. São identificados os termos relativos à perda de carga por atrito considerando a adaptação ao permutador de placas da correlação de Friedel (1985) para canais, à desaceleração do escoamento durante o processo de condensação, e à elevação do fluido no interior do condensador.

Tabela 4.13 - Avaliação da perda de carga na fase de condensação para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa ($Np = 40$).

Fluido Trabalho	$\Delta p_{F,c}$ [Pa]	$\Delta p_{aceleração}$ [Pa]	$\Delta p_{gravidade}$ [Pa]	$\Delta p_{total,c}$ [Pa]
Água	537.4	-24.3	-6.7	506.4
Etanol	281.7	-28.5	-44.0	209.2
R245fa	63.1	-32.8	-723.4	-693.0

Pela análise da tabela 4.13 é possível verificar que durante a fase de condensação, o permutador que utiliza a água como fluido de trabalho tem uma perda de carga total (506.4 Pa) superior ao dobro da perda de carga registada para o etanol (209.2 Pa), o que se deve essencialmente à maior perda de carga associada ao atrito na passagem da água no interior dos canais (537.4 Pa) relativamente ao etanol (281.4 Pa).

As componentes da perda de carga associadas à aceleração e gravidade, calculadas através do modelo de equilíbrio homogéneo (descrito na secção 3.2.10), possuem sinal negativo, uma vez que os efeitos da desaceleração do escoamento e do movimento descendente do fluido de trabalho no condensador, são facilitadores do processo de condensação, permitindo reduzir o valor da perda de carga total.

Para o fluido de trabalho R245fa, os parâmetros utilizados na avaliação das diferentes formas de perda de carga, têm uma predominância do efeito associado à elevação do fluido de trabalho (-723.4 Pa), conduzindo a um resultado negativo na avaliação da perda de carga total (-693.0 Pa), traduzindo no limite, que o escoamento seria facilitado durante o processo de condensação. Como esse cenário, não se afigura como previsível neste tipo de condensador, admite-se que as correlações utilizadas e os parâmetros relativos ao fluido de trabalho R245fa, não se adequam ao estudo a efetuar, e por isso, não serão considerados em futuras otimizações.

Tabela 4.14 - Avaliação global da perda de carga nas diferentes zonas do permutador para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa ($Np = 40$).

Fluido Trabalho	Δp_f [Pa]	$\Delta p_{cond,c}$ [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]
Água	1.4	506.4	2044.4	2552.2
Etanol	15.6	209.2	2422.3	2647.0
R245fa	229.6	-693.0	3114.9	2651.5

A Tabela 4.14 resume para cada um dos fluidos de trabalho, as perdas de carga nas diferentes zonas do permutador e a perda de carga total. É possível observar que independentemente do fluido, o pré-arrefecedor (vapor) é a zona onde a perda de carga é maior, seguida da zona de condensação, e por fim com uma menor preponderância, a zona do sub-arrefecedor (líquido). Para os fluidos de trabalho em análise, a perda de carga total é muito aproximada.

4.5 Otimização do desempenho do permutador

4.5.1 Avaliação da transferência de calor

Através da alteração da configuração geométrica dos permutadores de placas, tais como número de placas, dimensões das placas ou ângulo das corrugações, é possível otimizar as propriedades de transferência de calor no permutador.

Ao longo da presente secção são apresentados os resultados da transferência de calor para os diferentes fluidos de trabalho (água, etanol e R245fa), tendo em conta uma variação da altura do permutador H , o que geometricamente induz uma alteração do número de placas N_p , e consequentemente uma alteração das condições de transferência de calor nas diferentes zonas.

Na Tabela 4.15 estão representados os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido de trabalho em regime monofásico, nomeadamente para o pré-aquecedor h_v (fase de vapor) e para o sub-arrefecedor h_f (fase de líquido). Para além disso, estão representados os resultados para regime bifásico em condensação, em que são comparadas a correlação de Kim e Mudawar (2014) para microcanais $h_{cond,c}$, com a correlação de Han *et al.* (2003) para placas $h_{cond,p}$.

Tabela 4.15 - Avaliação da transferência de calor para água como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $N_p = 40, 20, 10$ e 5 .

H [m]	N_p [-]	G [kg/m ² s]	h_f [W/m ² K]	$h_{cond,c}$ [W/m ² K]	$h_{cond,p}$ [W/m ² K]	h_v [W/m ² K]	h_r [W/m ² K]
0.15	40	3.82	468.5	5058.2	22740.1	97.8	3303.0
0.075	20	7.63	676.0	7033.9	25270.8	159.2	5376.9
0.0375	10	15.26	975.4	12223.3	28083.1	259.2	8753.0
0.01875	5	38.15	1679.8	20457.7	32286.8	493.6	12534.8

A Tabela 4.15, a título comparativo, inclui também o coeficiente de transferência de calor para o fluido refrigerante h_r (quanto maior o coeficiente de transferência de calor por convecção, menor a resistência térmica de convecção associada ao escoamento do fluido durante o processo).

A Tabela 4.15 permite verificar que uma diminuição para metade do número de placas, leva ao aumento do fluxo mássico do escoamento para o dobro, sendo que se traduzem em

aumentos superiores a 60% do coeficiente de transferência de calor na zona do pré arrefecedor (vapor).

Na zona de condensação, o aumento imposto pela aplicação da correlação para microcanais (Kim e Mudawar, 2014) é tanto maior quanto menor for o número de placas, verificando-se um aumento de $h_{cond,c}$ de 40% na alteração de $Np = 40$ para $Np = 20$, enquanto que, na redução do número de placas de $Np = 20$ para $Np = 10$, esse aumento é superior a 70%. Pela aplicação da correlação para placas esse aumento do $h_{cond,p}$ é mais reduzido, na ordem de 10%.

Na zona do sub-arrefecedor o aumento observado é de cerca de 40%, exceto na passagem de $Np = 10$ para $Np = 5$ que regista um aumento superior a 90 %.

A referir que para o permutador com número ímpar de placas $Np = 5$, consideram-se dois canais para o lado do fluido de trabalho e três canais no lado do fluido refrigerante, sendo o motivo pelo qual o aumento do fluxo mássico G de $Np = 10$ para $Np = 5$, não tem a mesma proporção que os aumentos anteriores.

Este aumento do coeficiente de transferência de calor seria de esperar, uma vez que a redução do número de placas e consequentemente do número de canais de passagem do fluido, implica que exista um aumento na velocidade do escoamento.

Tabela 4.16 - Avaliação do coeficiente global de transferência de calor para o fluido de trabalho água nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

H [m]	Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	U_{global} [W/m ² K]
0.15	40	0.0040	6.38	405.26	2652.29	94.73	2549.9
0.075	20	0.0080	12.76	589.77	3908.48	153.92	3757.4
0.0375	10	0.0159	25.51	854.88	5550.69	249.84	5337.1
0.01875	5	0.0398	63.79	1417.66	7089.52	468.18	6829.6

A Tabela 4.16 mostra o coeficiente global de transferência de calor para as diferentes zonas do permutador de calor, mediante a utilização da água como fluido de trabalho. Verifica-se que é durante a fase de condensação que se registam os valores mais elevados do coeficiente global de transferência de calor $U_{cond,p}$, seguindo-se a zona do sub-arrefecedor U_f e do pré-arrefecedor U_v .

Estes resultados indicam que é na zona onde ocorre a mudança de fase, que as resistências térmicas associadas aos fenómenos de transferência de calor entre os fluidos no interior do

permutador têm menor preponderância, existindo nesta zona uma maior eficiência do processo de transferência de calor.

Também é possível verificar que a redução do número de placas, induz um aumento substancial do coeficiente global de transferência de calor no permutador U_{global} , sendo reflexo da melhoria das propriedades de transferência de calor nas diferentes zonas do permutador.

As Tabelas 4.17 e 4.18 mostram para os fluidos de trabalho etanol e R245fa, o coeficiente global de transferência de calor nas diferentes zonas do permutador.

Tabela 4.17 - Avaliação do coeficiente global de transferência de calor para o etanol como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

H [m]	Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	U_{global} [W/m ² K]
0.15	40	0.014	2.85	236.36	2174.24	181.77	1987.8
0.075	20	0.028	5.70	342.76	3026.17	294.88	2768.6
0.0375	10	0.056	11.40	514.02	4043.94	477.35	3705.7
0.01875	5	0.141	28.50	947.19	5014.05	881.66	4623.8

Tabela 4.18 - Avaliação do coeficiente global de transferência de calor para o R245fa como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

H [m]	Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	U_{global} [W/m ² K]
0.15	40	0.046	0.69	338.88	1586.32	376.96	1283.1
0.075	20	0.092	1.39	548.13	2066.81	609.28	1698.8
0.0375	10	0.185	2.78	883.08	2595.31	980.47	2182.4
0.01875	5	0.462	6.95	1590.31	3129.93	1755.18	2764.4

É possível verificar que a tendência global de aumento do coeficiente de transferência de calor para cada zona do permutador e para a totalidade da área do permutador, mantém-se com a diminuição do número de placas, tanto para o etanol como para o R245fa.

Analisando o conjunto dos resultados para os três fluidos, verifica-se que a água apresenta as melhores propriedades ao nível da transferência de calor, seguida pelo etanol e pelo R245fa.

Avaliação das dimensões totais do permutador

Nas Tabelas 4.19, 4.20 e 4.21, é efetuada a estimativa do volume associado a cada zona do permutador, mediante a utilização dos mesmos critérios utilizados para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Tabela 4.19 - Avaliação do volume do permutador para a água como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	V_f [L]	$V_{cond,c}$ [L]	$V_{cond,p}$ [L]	V_v [L]	$V_{total,p}$ [L]
40	405.3	2652.3	94.7	1.10	6.31	4.48	1.43	7.01
20	589.8	3908.5	153.9	0.76	4.26	3.04	0.88	4.68
10	854.9	5550.7	249.8	0.52	2.69	2.14	0.54	3.21
5	1417.7	7089.5	468.2	0.32	1.89	1.68	0.29	2.28

Na Tabela 4.19, V_f é o volume da zona do sub-arrefecedor; $V_{cond,c}$ e $V_{cond,p}$ é o volume do condensador utilizando a correlação de Kim e Mudawar (2014) para microcanais ou a correlação de Han *et al.* (2003) para placas, respetivamente; V_v é o volume da zona do pré-arrefecedor e $V_{total,p}$ o volume total, considerando a utilização da correlação de Han *et al.* (2003) para placas.

Pela análise da Tabela 4.19, verifica-se que com a redução do número de placas para metade, o volume do permutador diminui em todas as zonas consideradas, sendo que o volume total diminui cerca de 30%.

As Tabelas 4.20 e 4.21 mostram para os fluidos de trabalho etanol e R245fa, o volume das diferentes zonas do permutador de calor, verificando-se que ocorre uma diminuição do volume do permutador nessas zonas, aquando da redução do número de placas, sendo esta alteração associada à melhoria das propriedades de transferência de calor.

Tabela 4.20 - Avaliação do volume do permutador para o etanol como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	V_f [L]	$V_{cond,c}$ [L]	$V_{cond,p}$ [L]	V_v [L]	$V_{total,p}$ [L]
40	236.4	2174.2	181.8	3.98	13.27	5.20	1.83	11.01
20	342.8	3026.2	294.9	2.74	10.02	3.74	1.13	7.61
10	514.0	4043.9	477.3	1.83	6.60	2.80	0.70	5.32
5	947.2	5014.0	881.7	0.99	3.74	2.26	0.38	3.63

Tabela 4.21- Avaliação do volume do permutador para o R245fa como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	V_f [L]	$V_{cond,c}$ [L]	$V_{cond,p}$ [L]	V_v [L]	$V_{total,p}$ [L]
40	338.9	1586.3	377.0	6.72	10.83	5.95	2.86	15.54
20	548.1	2066.8	609.3	4.16	10.12	4.57	1.77	10.50
10	883.1	2595.3	980.5	2.58	7.39	3.64	1.10	7.32
5	1590.3	3129.9	1755.2	1.43	4.54	3.02	0.62	5.07

Pela comparação dos diferentes fluidos de trabalho é possível verificar que para a água é possível obter um permutador mais compacto (menor volume), e conseqüentemente menor espaço na implementação do sistema de recuperação de energia térmica do escape, sendo que na situação mais favorável, para um permutador com cinco placas, é possível obter um permutador com um volume de 2.28 L.

Na Figura 4.15 está identificado o comprimento total do permutador para os diferentes fluidos de trabalho em função do número de placas selecionado e mantendo a largura efetiva do permutador constante $We = 0.111$ m.

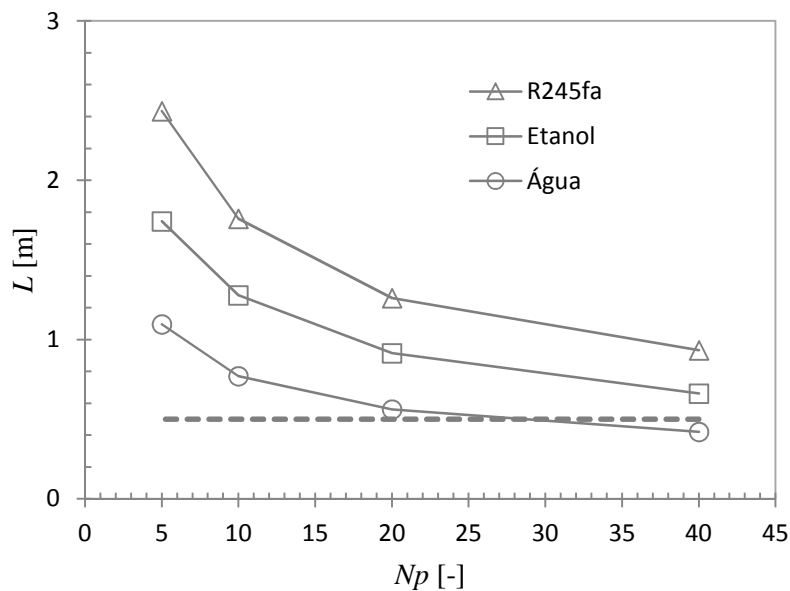


Figura 4.15 - Comprimento do permutador em função do número de placas do permutador, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

Pela observação da Figura 4.15 é possível verificar que para o fluido de trabalho água obtém-se o comprimento mais reduzido, seguindo-se o etanol e o R245fa, sendo que para os três fluidos se verifica um aumento do comprimento com a diminuição do número de placas, justificado pela necessidade de o permutador ter superfície suficiente para garantir a potência térmica de permuta de 60 kW.

Se for definido o limite de projeto para o permutador com um comprimento máximo de 50 cm, verifica-se que apenas o permutador constituído por 40 placas que utiliza o fluido de trabalho água, cumpre a premissa.

4.5.2 Avaliação da perda de carga

Nas Tabelas 4.22, 4.23 e 4.24 é efetuada a avaliação da perda de carga nas diferentes zonas do permutador para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa, em função do número de placas do permutador.

Tabela 4.22 - Avaliação da perda de carga para a água como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	Δp_f [Pa]	$\Delta p_{cond,c}$ [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]
40	0.0040	6.38	1.4	506.4	2044.4	2552.2
20	0.0080	12.76	2.0	1207.1	2514.8	3724.0
10	0.0159	25.51	4.7	2969.6	4513.0	7487.3
5	0.0398	63.79	20.3	9734.6	16216.3	25971.2

Pela análise da Tabela 4.22 é possível verificar que para a água ocorre um aumento generalizado da perda de carga em todas as zonas do permutador com a diminuição do número de placas, sendo esse efeito tanto mais acentuado, quanto menor for o número de placas considerado. Este aumento da perda de carga pode ser justificado pelo aumento da velocidade do escoamento com a diminuição do número de placas do permutador de calor.

As Tabelas 4.23 e 4.24 mostram a avaliação da perda de carga no permutador para os fluidos de trabalho etanol e R245fa, em função do número de placas considerado.

Tabela 4.23 - Avaliação da perda de carga para o etanol como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	Δp_f [Pa]	$\Delta p_{cond,c}$ [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]
40	0.014	2.85	15.6	209.2	2422.3	2647.0
20	0.028	5.70	31.1	562.2	2990.4	3583.7
10	0.056	11.40	95.1	1528.0	5410.7	7033.8
5	0.141	28.50	482.0	5294.3	19828.2	25604.6

Tabela 4.24 - Avaliação da perda de carga para o R245fa como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	Δp_f [Pa]	$\Delta p_{cond,c}$ [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]
40	0.046	0.69	229.6	-693.0	3114.9	2651.5
20	0.092	1.39	439.6	-912.2	3935.0	3462.4
10	0.185	2.78	1339.0	-687.5	7452.4	8104.0
5	0.462	6.95	6855.9	5545.3	29176.4	41577.5

Tal como na análise efetuada para a água, verifica-se que para o etanol e R245fa ocorre um aumento significativo da perda de carga com a redução para metade do número de placas, justificado pelo aumento da velocidade do escoamento.

Na Tabela 4.24 o termo relativo à avaliação da perda de carga durante a condensação do R245fa apresenta valor negativo, resultado inconsistente na adaptação da correlação de Friedel (1985) ao permutador de placas, tal como descrito na secção 4.4.2.

A Figura 4.16 mostra a relação entre a perda de carga por atrito durante a fase de condensação e o volume do permutador em função do número de placas. É possível verificar que a perda de carga por atrito é similar para os diferentes fluidos de trabalho, sendo que a água, embora tendo uma perda de carga ligeiramente superior aos outros fluidos, apresenta o melhor compromisso entre volume e perda de carga, possibilitando dimensionar um permutador com menores dimensões.

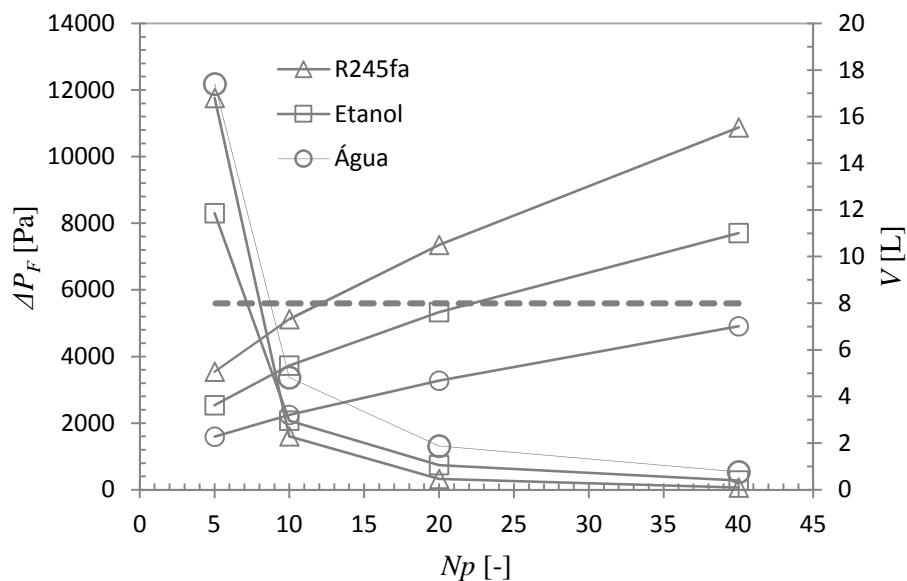


Figura 4.16 - Comparação entre a perda de carga por atrito durante a fase de condensação e o volume total do permutador, em função do número de placas considerado para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

No dimensionamento do permutador em estudo, estipulou-se um volume máximo de projeto de 8 L, linha a tracejado na Figura 4.16. Como tal, é possível verificar que a água cumpre este requisito em todos os casos, assim como, os permutadores dimensionados para 5 placas.

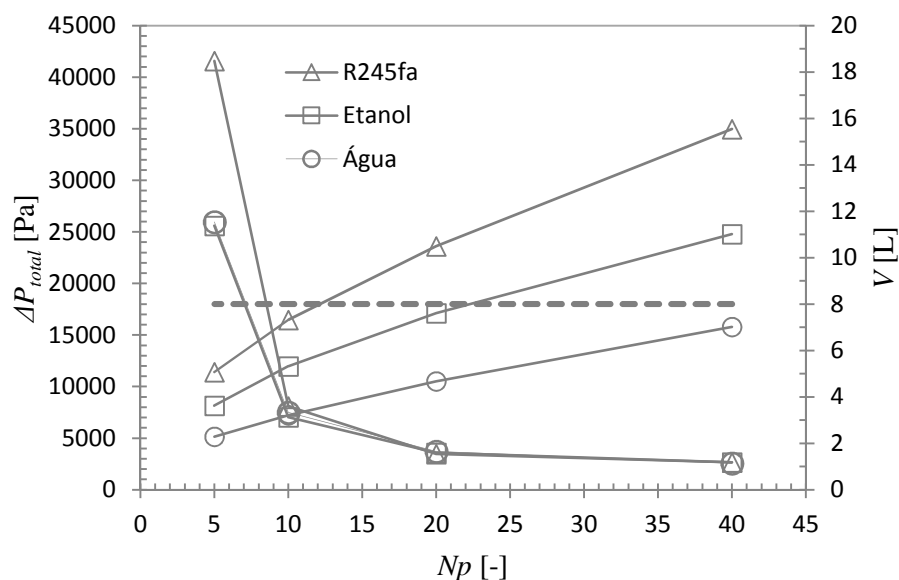


Figura 4.17 - Comparação da perda de carga total e do volume total do permutador em função do número de placas considerado, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

Na Figura 4.17 está representada a relação entre a perda de carga total e o volume do permutador em função do número de placas. É possível verificar que a perda de carga total para $Np = 40$, $Np = 20$ e $Np = 10$ é similar para a água, etanol e R245fa. Para $Np = 5$, os fluidos de trabalho água e etanol, apresentam os menores valores de perda de carga total, cerca de 26000 Pa.

4.5.3 Alteração da temperatura de funcionamento do permutador

4.5.3.1 Caracterização do estudo paramétrico

Na presente secção é introduzida uma alteração das condições iniciais do estudo realizado, sendo alterada a gama de temperaturas do fluido refrigerante no permutador, pretendendo-se avaliar a transferência de calor e a perda de carga para as novas condições de funcionamento.

Tabela 4.25 - Temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho e fluido refrigerante no condensador.

Fluido de trabalho		Fluido refrigerante	
$T_{wf,in}$ [°C]	$T_{wf,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]
110	80	70	80

A Tabela 4.25 mostra as novas condições de funcionamento do permutador, em que foi reduzida a temperatura de saída do fluido refrigerante $T_{c,out}$, por forma a avaliar as alterações evidenciadas no dimensionamento do condensador, mantendo-se a mesma gama de temperaturas para o fluido de trabalho.

Na Tabela 4.26 são indicadas para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa, as temperaturas de entrada e saída do refrigerante nas diferentes zonas do permutador de calor.

Tabela 4.26 - Temperaturas do fluido refrigerante (água) na entrada e saída das diferentes zonas do permutador.

Fluido Trabalho	\dot{m}_c [kg/s]	Sub-arrefecedor		Condensador		Pré-arrefecedor	
		$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]
Água	0.715	70	70.4	70.4	79.9	79.9	80
Etanol			70.7	70.7	79.8	79.8	
R245fa			71.7	71.7	79.3	79.3	

4.5.3.2 Avaliação da transferência de calor

A Tabela 4.27 mostra os resultados obtidos para a transferência de calor, nomeadamente o coeficiente global de transferência de calor U e o volume V para as diferentes zonas do permutador, em função do número de placas, para a água como fluido de trabalho. Na Tabela 4.27 também é indicado o volume de referência V_{ref} , obtido para as condições iniciais (ver secção 4.2), sendo possível verificar a variação do volume com a alteração da temperatura de funcionamento do permutador.

Tabela 4.27 - Avaliação da transferência de calor para a água como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	U_f [W/m²K]	$U_{cond,p}$ [W/m²K]	U_v [W/m²K]	V_f [L]	$V_{cond,p}$ [L]	V_v [L]	V_{total} [L]	V_{ref} [L]	Variação [%]
40	425.4	3842.3	95.8	1.04	2.28	0.83	4.15	7.01	-40.81
20	615.8	5431.2	155.6	0.72	1.61	0.51	2.84	4.68	-39.23
10	888.3	7348.0	252.6	0.50	1.19	0.31	2.01	3.21	-37.45
5	1482.3	9067.6	475.0	0.30	0.97	0.17	1.43	2.28	-37.22

Pela análise da Tabela 4.27, é possível verificar que se mantém a tendência de aumento do coeficiente global de transferência de calor com a redução do número de placas nas diferentes zonas do permutador, permitindo obter um permutador mais compacto, ou seja, com uma diminuição do volume ocupado.

Comparativamente com as condições do caso inicial, a diminuição da temperatura de saída do fluido refrigerante $T_{c,out}$ de 90 °C para 80 °C, produz alterações significativas nas condições de transferência de calor. É possível verificar que, em relação às condições

iniciais, as alterações efetuadas promovem uma redução do volume do permutador superior a 35 % para a generalidade do número de placas considerado.

As Tabelas 4.28 e 4.29 mostram para os fluidos de trabalho etanol e R245fa, respetivamente, a avaliação da transferência de calor para as diferentes zonas do permutador, em função do número de placas.

Tabela 4.28 - Avaliação da transferência de calor para o etanol como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	V_f [L]	$V_{cond,p}$ [L]	V_v [L]	V_{total} [L]	V_{ref} [L]	Variação [%]
40	243.1	2914.1	185.7	3.81	2.85	1.06	7.73	11.01	-29.82
20	342.8	3026.2	294.9	2.70	2.75	0.67	6.12	7.61	-19.58
10	514.0	4043.9	477.3	1.80	2.06	0.41	4.27	5.32	-19.75
5	947.2	5014.0	881.7	0.98	1.66	0.22	2.86	3.63	-21.11

Tabela 4.29 - Avaliação da transferência de calor o R245fa como fluido de trabalho nas diferentes zonas do permutador, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	U_f [W/m ² K]	$U_{cond,p}$ [W/m ² K]	U_v [W/m ² K]	V_f [L]	$V_{cond,p}$ [L]	V_v [L]	V_{total} [L]	V_{ref} [L]	Variação [%]
40	352.8	1947.0	394.3	6.23	3.59	1.68	11.49	15.54	-26.09
20	548.1	2066.8	609.3	4.01	3.38	1.08	8.47	10.50	-19.32
10	883.1	2595.3	980.5	2.49	2.69	0.67	5.85	7.32	-20.07
5	1590.3	3129.9	1755.2	1.38	2.23	0.38	3.99	5.07	-21.26

Pela observação das Tabelas 4.28 e 4.29, verifica-se para as novas condições de funcionamento, uma tendência de aumento do coeficiente global de transferência calor e uma diminuição do volume total, o que reflete uma melhoria das propriedades de transferência de calor relativamente às condições iniciais. De facto, ocorre uma redução do volume superior a 19% para os diferentes números de placas constituintes do permutador, sendo que para $Np = 40$ esse efeito é mais significativo, com uma diminuição do volume de 29.82 % para o etanol e 26.09 % para o R245fa.

4.5.3.3 Avaliação da perda de carga

A Tabela 4.30 mostra a avaliação da perda de carga para o fluido de trabalho água nas diferentes zonas do permutador, em função do número de placas considerado.

Tabela 4.30 - Avaliação da perda de carga para a água como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	Δp_f [Pa]	$\Delta p_{cond,c}$ [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]	Δp_{ref} [Pa]	Variação [%]
40	0.0040	6.38	1.3	245.4	1983.8	2230.5	2552.2	-12.61
20	0.0080	12.76	2.0	593.7	2257.4	2853.1	3724.0	-23.38
10	0.0159	25.51	4.5	1478.7	3419.9	4903.1	7487.3	-34.51
5	0.0398	63.79	19.4	4570.7	10200.3	14790.3	25971.2	-43.05

A variação indicada na Tabela 4.30 é relativa à perda de carga de referência (Δp_{ref}) obtida para as condições iniciais apresentadas na secção 4.2.

A análise da Tabela 4.30 permite verificar o aumento da perda de carga nas diferentes zonas do permutador em função da redução do número de placas, efeito que se deve ao aumento da velocidade do escoamento, de forma análoga à descrição efetuada na secção 4.5.2 para as condições iniciais.

Comparativamente às condições iniciais, a redução da temperatura do refrigerante na saída do permutador de 90 °C para 80 °C, conduz a uma redução da perda de carga total para o fluido de trabalho água, sendo esse efeito tanto mais evidente, quanto menor for o número de placas considerado no projeto do permutador, ocorrendo uma redução de 43.05 % para $Np = 5$.

Na Figura 4.18 está representada a relação entre a perda de carga total e o volume do permutador em função do número de placas considerado, para o fluido de trabalho água, nas condições iniciais de referência (*ref*) e para a temperatura do refrigerante otimizada (*opt*).

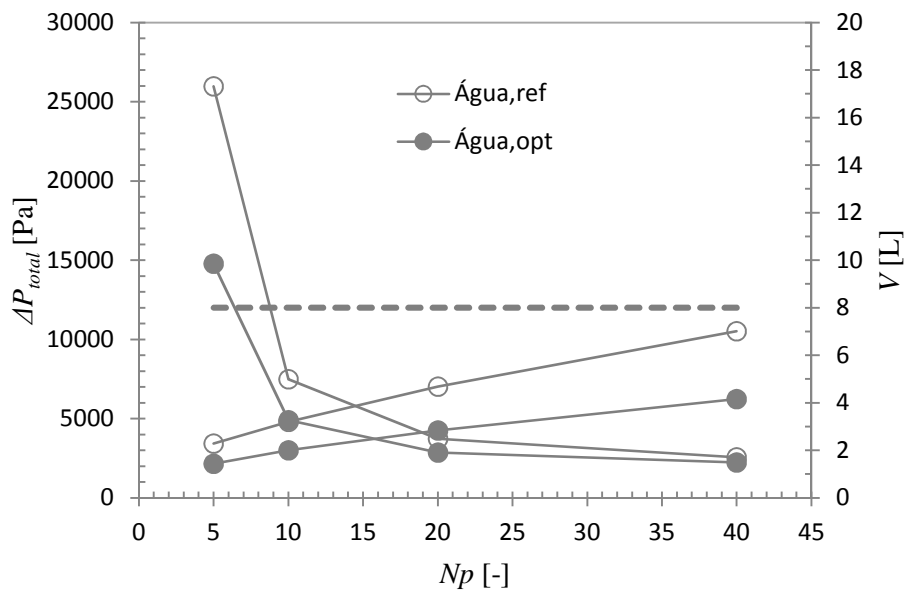


Figura 4.18 - Comparação da perda de carga total e do volume total do permutador em função do número de placas considerado, para o fluido de trabalho água, nas condições iniciais de referência (*ref*) e para a temperatura do refrigerante otimizada (*opt*).

A Figura 4.18 mostra que comparativamente às condições iniciais, para o fluido de trabalho água, a otimização da temperatura do refrigerante, possibilita reduzir substancialmente o volume do permutador e a perda de carga associada.

As Tabelas 4.31 e 4.32 mostram a perda de carga nas diferentes zonas do permutador de calor para os fluidos de trabalho etanol e R245fa, respectivamente, em função do número de placas.

Tabela 4.31 - Avaliação da perda de carga para o etanol como fluido de trabalho, para $Np = 40, 20, 10$ e 5 .

Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	Δp_f [Pa]	Δp_{cond} [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]	$\Delta p_{inicial}$ [Pa]	Variação [%]
40	0.014	2.85	15.4	245.0	2348.9	2609.3	2647.0	-1.43
20	0.028	5.70	30.8	383.2	2688.1	3102.1	3583.7	-13.44
10	0.056	11.40	93.8	1002.9	4123.7	5220.4	7033.8	-25.78
5	0.141	28.50	475.0	3138.3	12675.4	16288.7	25604.6	-36.38

Tabela 4.32 - Avaliação da perda de carga para o R245fa como fluido de trabalho, para $Np = 40$, 20, 10 e 5.

Np [-]	v_f [m/s]	v_v [m/s]	Δp_f [Pa]	Δp_{cond} [Pa]	Δp_v [Pa]	Δp_{total} [Pa]	$\Delta p_{inicial}$ [Pa]	Variação [%]
40	0.046	0.69	224.9	-430.5	3010.6	2804.9	2651.5	5.79
20	0.092	1.39	429.8	-708.6	3519.0	3240.2	3462.4	-6.42
10	0.185	2.78	1297.0	-645.0	5670.5	6322.5	8104.0	-21.98
5	0.462	6.95	6616.2	3244.7	18958.8	28819.7	41577.5	-30.68

Pela análise da Tabela 4.32 e Tabela 4.33, em geral verifica-se uma redução da perda de carga total relativamente às condições de referência iniciais, sendo esse efeito mais notório quanto menor o número de placas considerado, sendo a diminuição para etanol de 36.38 % e para R245fa de 30.68%, ambos para $Np = 5$.

A Tabela 4.33 mostra para as condições otimizadas, o comprimento e volume ocupados pelos permutadores que cumprem os critérios geométricos de dimensionamento. É possível verificar que qualquer uma das geometrias que utilizam o fluido de trabalho água, são mais compactas que para o etanol.

Tabela 4.33 - Dimensões dos permutadores selecionados para as condições otimizadas.

Fluido Trabalho	Np [-]	L [m]	V [L]
Água	40	0.249	4.15
	20	0.341	2.84
	10	0.482	2.01
Etanol	40	0.464	7.73

A Figura 4.19 mostra o volume total do permutador para as condições referência iniciais e para as condições otimizadas, em função do número de placas, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa, sendo representados os casos que cumprem o volume limite máximo de projeto de 8L.

Os permutadores a vermelho na Figura 4.19, indicam que para as condições otimizadas, não é cumprido o critério do comprimento máximo admissível de 50 cm, apresentando nesses casos, um comprimento superior. No entanto é possível identificar que para o fluido de trabalho água, os permutadores para $Np = 40$, 20 e 10 cumprem ambos os critérios de projeto

(volume e comprimento), assim como, para o fluido de trabalho etanol, o permutador para $Np = 40$, também verifica os requisitos. Também é possível observar que nenhum dos permutadores com 5 placas verifica este requisito de projeto.

Comparando com as condições de referência iniciais (ver Figura 4.15) em que apenas a água para $Np = 40$ cumpre o limite de comprimento do permutador de 50 cm, verifica-se um aumento das opções de seleção do permutador com a otimização efetuada.

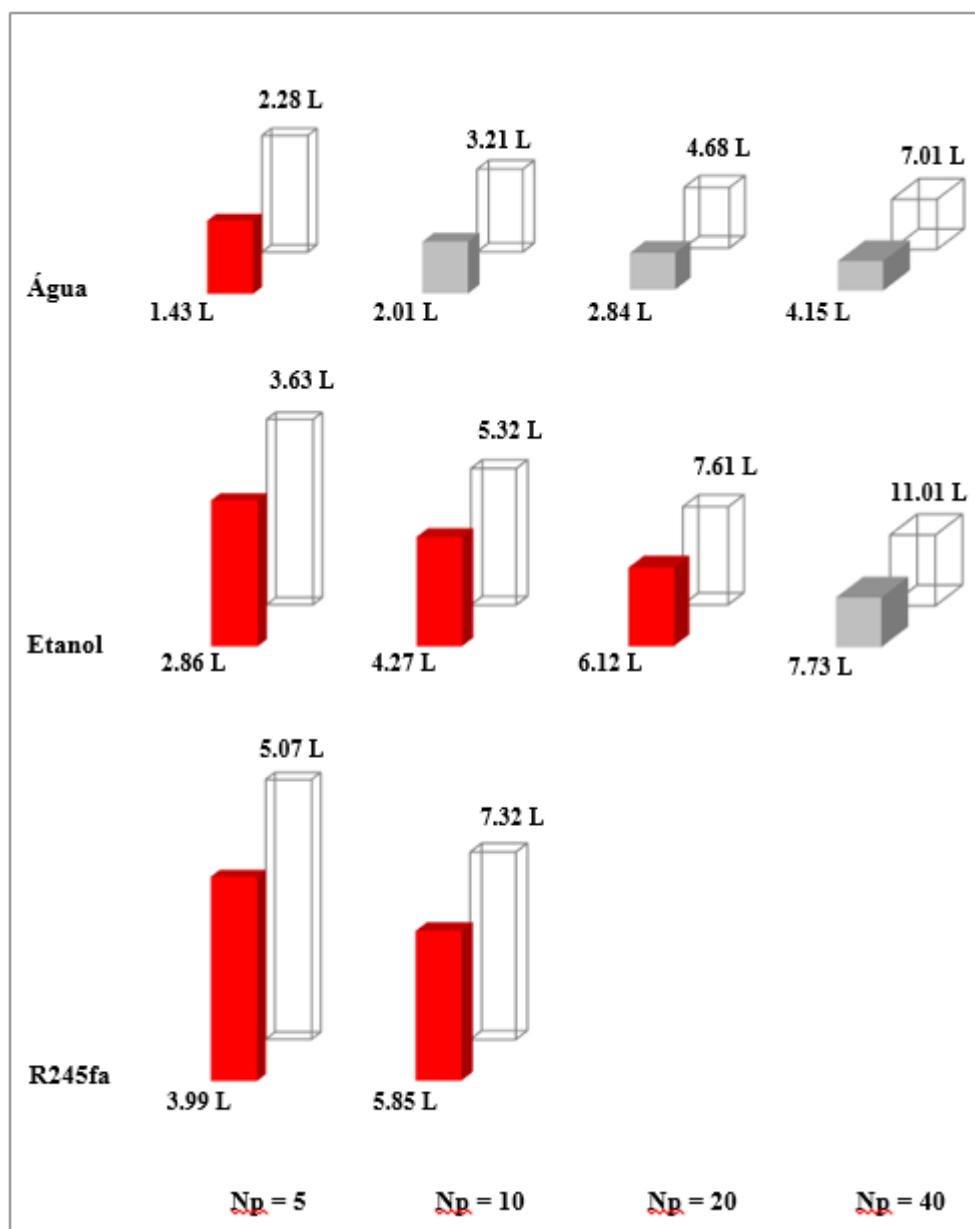


Figura 4.19 - Comparação entre o volume total do permutador para as condições referência iniciais e para as condições otimizadas, em função do número de placas, para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

Conclusão

5.1 Conclusões

A revisão bibliográfica efetuada permitiu concluir que o arrefecimento indireto do condensador do ciclo de Rankine através de um circuito de baixa temperatura, revela-se uma solução promissora para as aplicações consideradas.

Para a geometria do condensador, seleccionou-se um permutador de placas do tipo “*chevron*”, sendo seleccionados os fluidos de trabalho; água, etanol e R245fa. Para o fluido refrigerante considerou-se água.

Por forma a avaliar a transferência de calor e a perda de carga, verificou-se que para as condições de condensação, não se encontram disponíveis na literatura, correlações universais para aplicação em permutadores de placas.

Para efeitos de análise, o permutador é dividido em três zonas distintas: i) pré-arrefecedor (vapor); ii) condensador e iii) sub-arrefecedor (líquido).

Verificou-se que independentemente do fluido de trabalho, a zona de condensação é a responsável pela maior parte a potência térmica transferida, seguindo-se a zona do pré-arrefecedor e a zona do sub-arrefecedor.

Verificou-se que para a zona do pré-arrefecedor e para a zona do sub-arrefecedor, a resistência térmica de convecção do fluido de trabalho (R''_{wf}) é dominante, independentemente do fluido utilizado. Para a zona do condensador, a resistência térmica de convecção do fluido refrigerante (R''_r) é a dominante.

O fluido de trabalho água apresenta as melhores propriedades de transferência de calor, seguindo-se o etanol e R245fa, possibilitando para a água, o dimensionamento de um permutador mais compacto.

Os resultados obtidos para a perda de carga do fluido de trabalho revelaram que é na zona do pré-arrefecedor que ocorre a maior perda de carga, seguida da zona do condensador e zona do sub-arrefecedor.

Na zona de condensação, a água apresenta os valores mais elevados de perda de carga, seguido pelo etanol e R245fa. A perda de carga total no permutador é similar para os fluidos de trabalho água, etanol e R245fa.

A redução do número de placas, promove um aumento do fluxo mássico, e permite aumentar os coeficientes de transferência de calor por convecção nas diferentes zonas do permutador. Todavia, a perda de carga nas diferentes zonas do permutador aumenta, sendo esse efeito tanto mais acentuado, quanto menor o número de placas.

A diminuição da temperatura de saída do fluido refrigerante do permutador (de 90 °C para 80 °C, permite uma redução do volume do permutador superior a 35% para o fluido de trabalho água, e superior a 19% para o etanol e R245fa. Adicionalmente, a diminuição da temperatura de saída do fluido refrigerante, permite em geral, uma diminuição da perda de carga do fluido de trabalho no permutador.

Em suma, considerando as restrições de volume ($V < 8$ L) e comprimento ($L < 50$ cm) do permutador, foi possível identificar três geometrias compatíveis para o fluido de trabalho água ($Np = 40, 20$ e 10), e uma geometria para o etanol ($Np = 40$). Verificou-se que tal seleção não é possível para o R245fa. Para a água o permutador mais compacto ($Np = 10$) tem volume de 2.01 L e comprimento de 48.2 cm. Para o etanol o permutador ($Np = 40$) tem volume de 7.73 L e comprimento de 46.4 cm.

5.2 Recomendações para trabalhos futuros

Na sequência do estudo efetuado, sugere-se o desenvolvimento de trabalhos futuros que contemplem os seguintes aspetos:

- Seleção de condensadores de placas com diferentes aspetos geométricos (e.g. ângulo das corrugações, número de placas, ângulo das placas), por forma a recolher dados experimentais sobre parâmetros relativos à transferência de calor e perda de carga, para diferentes condições de operação.
- Modelação das condições experimentais, por forma a validar modelos existentes na literatura aos resultados obtidos experimentalmente.
- Montagem experimental do ciclo de Rankine para recuperação de energia térmica do escape em veículo automóvel, com a integração do condensador de placas, avaliando-se a sua influência no desempenho do veículo.

Bibliografia

- Amalfi, R. (2016). *Two-Phase Heat Transfer Mechanisms within Plate Heat Exchangers: Experiments, Modeling and Simulations*. Thèse de Docteurement, École Polytechnique Fédérale de Lausanne.
- Ayub, Z. (2003). *Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators*. Heat Transfer Engineering 24:5, pp. 3-16.
- Azevedo, J. (2005). *Apontamentos de Permutadores de Calor*. IST.
- Bae, S., Heo, H., Park, J., Lee, H., Kim, C. (2013). *Performance Design of Low Temperature Condenser for Waste Heat Recovery System*. SAE International.
- Behr. (2010). *Thermal management for the reduction of emissions and fuel consumption in trucks*. Technical Press Day.
- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., Dewitt, D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons.
- Bettoja, F., Perosino, A., Lemort, V., Guillaume, L., Reich, T. (2016). *NoWaste: waste heat re-use for greener truck*. 6th European Transport Research Conference. Warsaw.
- Chamas, R., & Clodic, D. (2005). *Combined cycle for hybrid vehicles*. SAE International.
- Claesson, J. (2004). *Thermal and hydraulic performance of compact brazed plate heat exchangers operating as evaporators in domestic heat pumps*. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology.
- Domingues, A. (2011). *Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de veículos automóveis*. Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa.
- Eldeeb, R., Aute, V., Radermacher, R. (2014). *A Model for Performance Prediction of Brazed Plate Condensers with Conventional and Alternative Lower GWP Refrigerants*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, n. 1426.

- Elias, M. (2013). *Estudo do desempenho de um sistema de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape de veículos automóveis*. Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa.
- Espinosa, N., Tilman, L., Lemort, V., Quoilin, S., Lombard, B. (2010). *Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks: approach, constraints and modelling*. Diesel International Conference and Exhibition.
- Exoes. (2014). *EVE, Energy via Exhaust: Waste heat recovery through Rankine Cycle on heavy duty vehicle*. 15e cycle de conférences: Utilisation rationnelle de l'énergie et environnement.
- Feru, E., Kupper, F., Rojer, C., Xander, S., Scappin, F., Willems, F., Steinbuch, M. (2013). *Experimental Validation of a Dynamic Waste Heat Recovery System Model for Control Purposes*. SAE International.
- Friedel, L. (1979). *Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow*. European Two-Phase Group Meeting. Ispra.
- Friedel, L. (1985). *Two phase frictional pressure drop correlation for vertical downflow*. German Chemical Engineering, vol. 8, 32-40.
- García-Cascales, J., Vera-García, Corberán-Salvador, J., González-Maciá, J. (2007). *Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers*. International Journal of Refrigeration, n. 30, 1029-1041.
- Grelet, V., Reiche, T., Lemort, V., Madiha, N., Dufour, P. (2016). *Transient performance evaluation of waste heat recovery rankine cycle based system for heavy duty vehicles*. Applied Energy, n. 165, pp. 878-892.
- Haller, R., Nicolas, B., Hammi, S., Taklanti, A., Labaste-Mauhe, L., Glavatskaya, Y., Yahia, M. (2014). *Comparison of High and Low Temperature Working Fluids for Automotive Rankine Waste Heat Recovery Systems*. Valeo Thermal System.
- Han, D., Lee, K., Kim, Y. (2003). *The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles*. Journal of the Korean Physical Society, vol. 43, pp. 547-556.

- Hofmann, H., Walter, C., Wawzyniak, M. (2012). *Coolant-cooled condenser effects on air conditioning*. ATZ.
- Huang, J. (2010). *Performance analysis of plate heat exchangers used as refrigerant evaporators*. Doctoral Thesis.
- Imran, M., Usman, M., Park, B., Kim, H., Lee, D. (2015). *Multi-objective optimization of evaporator of organic Rankine cycle (ORC) for low temperature geothermal heat source*. Applied Thermal Engineering, vol. 80, pp. 1-9.
- Kim, S., Mudawar, I. (2014). *Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 77, pp. 627-652.
- Kim, S., Mudawar, I. (2014). *Review of databases and predictive methods for pressure drop in adiabatic, condensing and boiling mini/micro-channel flows*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 77, pp. 74-97.
- Kumar, H. (1984). *The Plate Heat Exchanger: Construction and Design*. 1st UK National Conference of Heat Transfer, vol. 86, pp. 1275-1286.
- Kuo, W., Lie, Y., Hsieh, Y., Lin, T. (2005). *Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-410A Flow in a Vertical Plate Heat Exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp. 5205-5220.
- Lockhart, R., Martinelli, R. (1949). *Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes*. Chem. Eng. Prog. vol. 45, pp. 39-48.
- Lopes, J., Douglas, R., McCullough, G., O'Shaughnessy, R., Hanna, A., Rouaud, C., Seaman, R. (2012). *Review of Rankine Cycle Systems Components for Hybrid Engines Waste Heat Recovery*. SAE International.
- McAdams, W., Woods, W., Heroman, L. (1942). *Vaporization inside horizontal tubes – II: Benzene–oil mixture*. Trans. ASME vol. 64, pp.193-200.
- Miller, J., Taylor, J., Freeland, P. W., Dingelstadt, R., Mueller, R. (2013). *Future Gasoline Engine Technology and the Effect on Thermal Management and Real World Fuel Consumption*. SAE International.

- Salemme, G. (2014). *Emerging Engine Technologies for Heavy Duty Vehicle Fuel Efficiency*. ACEEE - ICCT Workshop, Cummins.
- Shah, M. (1979). *A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 22, pp. 547-556.
- Shah, M. (2009). *An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes*. HVAC&R Research, vol. 15, n.5, pp. 889-913.
- Shah, R., & Sekulic, D. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley.
- Subramanian, S. (2014). *DOE Vehicle Technologies Program Review*. Eaton Corporation.
- SWEP. *B10 M-Pressure BPHE Technical Data*.
- SWEP. *Manual de instalação e manutenção para BPHE's*.
- Teng, H. (2010). *Waste Heat Recovery Concept to Reduce Fuel Consumption and Heat Rejection from a Diesel Engine*. SAE International.
- Teng, H., Klaver, J., Park, T., Hunter, G., van der Veld, B. (2011). *A Rankine Cycle System for Recovering Waste Heat from HD Diesel Engines - WHR System Development*. SAE International.
- Yan, Y., Lio, H., Lin, T. (1999). *Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 993-1006.
- Ye, L., Tong, M., Zeng, X. (2009). *Design and Analysis of multiple parallel-pass condensers*. International Journal of Refrigeration, vol. 32, pp. 1153 -1161.